

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

Л. И. ТУБЯНСКИЙ, Л. Д. ФРЕНКЕЛЬ

ПАРОВЫЕ ТУРБИНЫ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

КОНСТРУКЦИЯ
И
ОБСЛУЖИВАНИЕ

ИЗДАНИЕ ВТОРОЕ,
ИСПРАВЛЕННОЕ
И ДОПОЛНЕННОЕ



ГОСУДАРСТВЕННОЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МОСКВА 1956 ЛЕНИНГРАД

ЛИТЕРАТУРА

1. В. П. Банник и М. А. Случаев. Монтаж паровых турбин, ГЭИ, 1951.
2. В. П. Блодов. Конденсационные устройства паровых турбин, ГЭИ, 1952.
3. Н. К. Бодашков. Ремонт турбинных установок, ГЭИ, 1947.
4. Н. К. Бодашков. Эксплуатация паровых турбин, ГЭИ, 1955.
5. В. И. Бункин. Экономия тепла и борьба с потерями в паротурбинных установках, ГЭИ, 1947.
6. В. И. Бункин. Эксплуатация паротурбинных установок, ГЭИ, 1950.
7. В. Н. Веллер. Регулирование паровых турбин, ГЭИ, 1955.
8. В. Н. Веллер и Г. И. Шувалов. Проверка и настройка системы регулирования конденсационных паровых турбин, Орграс, ГЭИ, 1944.
9. Выборочная надежность лопаток паровых турбин, ГЭИ, 1946.
10. Вопросы конструирования и эксплуатации конденсационных устройств паровых турбин. Сборник статей под общей редакцией П. С. Гольденберга, ГЭИ, 1953.
11. М. И. Гринберг. Паровая турбина высокого давления 100 000 квт 3000 об/мин производства Ленинградского Металлического завода, «Электрические станции», 1947, № 2.
12. М. И. Гринберг. Развитие паровых турбин с отбором пара Ленинградского Металлического завода, «Электрические станции», 1949, № 11.
13. В. С. Инденбаум, М. А. Случаев. Ремонт и ремонт паровых турбин коммунальных электростанций, Изд. Мин. Ком. Хоз. РСФСР, 1954.
14. Инструкция по ремонту цилиндров паровых турбин, Техн. Упр. МЭС, ГЭИ, 1954.
15. Инструкция по ремонту и замене диафрагм паровых турбин, Техн. Упр. МЭС, ГЭИ, 1955.
16. Инструкция по ремонту роторов паровых турбин (разборка, сборка и ремонт отдельных деталей), Техн. Упр. по электростанциям, ГЭИ, 1953.
17. Инструкция по приемке из ремонта паровых турбинных установок, Техн. Упр. по электростанциям, ГЭИ, 1954.
18. И. И. Кириллов. Регулирование паровых и газовых турбин, ГЭИ, 1952.
19. И. И. Кириллов и С. А. Кантор. Теория и конструкция паровых турбин, Машгиз, 1947.
20. Н. Г. Клейменов. Промывка паровых турбин при заносе лопаток солями котловой воды, ГЭИ, 1954.
21. А. В. Левин. Рабочие лопатки и диски паровых турбин, ГЭИ, 1953.
22. С. М. Лосев. Паровые турбины и конденсационные устройства. Теория, конструкция и эксплуатация, изд. 8-е перераб., ГЭИ, 1954.
23. Материалы по высокому давлению. Котельные установки. Приложение к журналу «Электрические станции», 1950.
24. В. А. Молочек. Ремонт паровых турбин, ГЭИ, 1946.
25. Монтаж и эксплуатация турбин высокого давления. Сборник статей под ред. С. Ц. Фаермана и С. М. Шухера, ГЭИ, 1950.
26. Наладочные и экспериментальные работы Орграс. Сборники, МЭС, ГЭИ.
27. Г. Н. Никитин. Эксплуатация турбинного оборудования паровых электростанций, ч. II, Технический надзор и обслуживание ВСНТОЭ, 1941.
28. Пар высокого давления в энергетике. Сборник статей под редакцией А. С. Горшкова, Н. Л. Ойяни и В. П. Ромашина и П. Я. Тюрина, ГЭИ, 1950.
29. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей, изд. 7-е, МЭС, ГЭИ, 1953.
30. Ремонт упорных и паровых подшипников паровых турбин, ГЭИ, 1947.
31. Рекомендации установок по проверке и ремонту регуляторов паровых турбин, Техн. Упр. МЭС, ГЭИ, 1954.
32. Рекомендации установок по проверке и ремонту конденсационных установок, Орграс, ГЭИ, 1945.
33. Рекомендации установок по регулированию и контролю регуляторов паровых турбин, Техн. Упр. МЭС, ГЭИ, 1954.
34. И. С. Самойлович и Б. М. Троновский. Переменный режим работы паровых турбин, ГЭИ, 1955.
35. Сборник директивных материалов Гос. Упр. МЭС СССР. Теплоэнергетическая часть. Противоаварийные эксплуатационные циркуляры, ГЭИ, 1951.
36. А. Н. Сверчков. Ремонт и наладка паровых турбин, Изд. 2-е, ГЭИ, 1954.
37. Л. И. Тубянский. Обслуживание паровых турбин нормального давления ЛМЗ ГЭИ, 1949.
38. М. А. Ухоботов. Испытание паровых турбин генераторов, Орграс, МЭС, ГЭИ, 1952.
39. И. В. Шапиро. Теплофикационные турбины высокого давления. Сборник статей «Технические проблемы теплофикации» под редакцией С. Я. Белицкого, К. Д. Лавренченко, Б. М. Перлия и С. П. Фаермана, ГЭИ, 1952.
40. И. В. Шапиро. Турбина типа ВПТ-25-3 с двумя регулируемыми отборами, «Вестник машиностроения» 1951, № 4.
41. А. В. Щегляев. Паровые турбины. Теория теплового процесса и конструкция турбин, Изд. 3 ГЭИ, 1955.
42. А. В. Щегляев. Некоторые вопросы эксплуатации паровых турбин, ГЭИ, 1947.
43. П. Н. Шляхин. Паровые турбины, Изд. 2 ГЭИ, 1956.
44. Б. В. Шостакович. Методика центровки паровых турбин, ГЭИ, 1950.

Книга посвящена вопросам эксплуатации унифицированной серии паровых турбин высокого давления и турбины нормального давления типа АП-25-2 конструкции Ленинградского ордена Ленина Металлического завода.

Рассмотрены конструкции основных узлов и деталей турбин, конденсационного и водоподготовительного оборудования и бойлеров, а также схемы турбоустановок в объеме, который необходим для обслуживающего персонала электростанций.

Приводятся необходимые для эксплуатационного персонала указания по производству ревизий турбин и элементов турбоустановок, а также указания по эксплуатации этого оборудования и материалы для составления оперативных инструкций.

Книга рассчитана на инженерно-технический персонал электростанций и предназначена служить практическим руководством по эксплуатации паровых турбин.

Авторы: Тубинский Лев Израилевич и Френкель Леонид Давыдович
«Паровые турбины высокого давления Ленинградского Металлического завода»

Редактор И. М. Степанов

Технический редактор А. А. Забродина

Сдано в производство 19/IX 1956 г. Подписано к печати 19/XII 1956 г. М-57830 Печ. л. 41,4 + 14 вкл. Уч.-изд. л. 53. 84×108³/₁₆. Тираж 12000. Цена 27 р. 50 к. в пер. Заказ 1769.

Типография № 2 Управления культуры Ленгорисполкома. Ленинград, Социалистическая, 14.

ПРЕДИСЛОВИЕ КО ВТОРОМУ ИЗДАНИЮ

XX Съезд КПСС поставил перед советскими энергомашинистами и энергетиками новые грандиозные задачи. Мощность электростанций к концу шестой пятилетки возрастет примерно в 2,2 раза. Значительно возрастет количество эксплуатируемых турбоагрегатов большой мощности и новой конструкции, работающих паром повышенных и сверхвысоких параметров. Экономичность новых агрегатов должна существенно возрасти по сравнению с ранее выпускавшимися.

Однако в течение шестой пятилетки и в дальнейшем значительную долю мощности наших электростанций будет составлять турбины высокого давления конструкции Ленинградского Металлического завода, выпускаемые в настоящее время также Брянским паровозостроительным и Уральским турбомоторным заводами.

Задачей работников электростанций, эксплуатирующих эти турбины, и заводов-изготовителей является дальнейшее повышение надежности конструкции этих турбин на основании опыта эксплуатации и повышение их экономичности путем усовершенствования проточных частей на основании обширных работ по газодинамике турбомашин, выполненных в последние годы исследовательскими институтами и заводскими лабораториями.

В настоящем втором издании книги добавлены данные по двум новым типам противодавленческих турбин высокого давления — ВР-25-18-4 и ВР-25-31-3, которые используются для надстройки старых паротурбинных

установок в целях повышения их экономичности.

В книге, таким образом, описаны только те типы турбин высокого давления системы ЛМЗ, которые в настоящее время находятся в эксплуатации, а также турбина нормального давления типа АП-25-2.

Во многих главах книги сделаны дополнения, относящиеся к работам завода по модернизации и улучшению конструкции турбин высокого давления как в части повышения их надежности, так и экономичности. Отдельные главы книги дополнены описанием причин неполадок с турбинным оборудованием, происходящих иногда в эксплуатации, и указаниями по устранению и предотвращению неполадок.

Дополнительно дана глава по проверке систем регулирования в эксплуатации. Расширена глава о прогреве турбин и дано обоснование новой методики прогрева.

В настоящем издании дана переработанная новая инструкция по эксплуатации турбины типа ВК-100-2, при составлении которой использованы замечания ОРГЭС (В. И. Букина).

Иллюстрации книги частично заменены или исправлены.

Авторы приносят благодарность И. М. Степанову за просмотр всей рукописи и ряд ценных замечаний и дополнений, а также Б. М. Левину и А. А. Шетинину за помощь, оказанную ими при составлении главы по проверке систем регулирования.

Авторы

ИЗ ПРЕДИСЛОВИЯ К ПЕРВОМУ ИЗДАНИЮ

Ленинградский ордена Ленина Металлический завод (ЛМЗ) с 1946 г. приступил к выпуску паровых турбин высокого давления, причем разработанная заводом конструктивная серия включает конденсационные турбины с регулируемым отбором пара мощностью от 25 000 до 100 000 кат.

В настоящее время к выпуску этих турбин привлечены и другие заводы. Большое количество турбин высокого давления уже находится в эксплуатации и число их с каждым годом увеличивается.

В связи с этим назрела настоятельная необходимость в руководстве для эксплуатационного персонала, в котором содержались бы:

- а) технические характеристики турбин высокого давления;
- б) краткие сведения об их сборке и монтаже;
- в) описание особенностей конструкции, знание которых необходимо для правильного ведения эксплуатации;
- г) описание вспомогательного оборудования;
- д) описание тепловых схем;
- е) указания по проведению плано-предупредительных ревизий основных узлов;
- ж) эксплуатационные инструкции по всему оборудованию паротурбинных установок;
- з) материалы справочного характера по турбинам высокого давления, необходимые для эксплуатации и производства ревизий.

Кроме турбин высокого давления, в книгу включены данные по турбине нормальных параметров с регулируемым отбором пара типа АП-25-2, значительное число узлов и деталей которой унифицировано с деталями и узлами турбин высокого давления.

Таким образом, книга посвящена вполне

конкретному турбинному оборудованию и должна рассматриваться как практическое пособие для персонала турбинных цехов электростанций и машинистов, обслуживающих турбины описанных в книге типов.

Книга может служить исходным материалом для составления оперативных должностных инструкций, учитывающих, кроме особенностей оборудования, специфические условия станций.

При составлении книги авторы пользовались заводскими материалами и, кроме того, получили ценную помощь от ряда работников завода. Авторы считают особенно важной помощь, полученную от инж. П. Г. Горчакова, поделившегося своим богатым опытом по монтажу, пуску и наладкам турбин высокого давления, прочитавшего рукопись и сделавшего ряд замечаний по ней.

Кроме того, авторы выражают свою благодарность главному конструктору паровых турбин, лауреату Сталинских премий М. И. Гринбергу и начальнику монтажного отдела паровых турбин, лауреату Сталинской премии И. М. Степанову за ряд ценных указаний, сделанных ими при просмотре рукописи.

В составлении шестой части книги принял участие инж. В. А. Гарбузов.

В связи с тем, что опыт по эксплуатации паровых турбин высокого давления еще не может считаться достаточным, несомненно, что в книге имеются недочеты, которые смогут быть обнаружены скорее всего эксплуатационным персоналом. Поэтому авторы будут весьма признательны за практические советы и указания, а также критические замечания по содержанию книги, которые следует направлять по адресу: Ленинград, Марсово поле 1, Л. О. Госэнергоиздата.

Авторы

ОГЛАВЛЕНИЕ

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИИ ТУРБИН

	Стр.		Стр.
<i>Глава первая. Типы унифицированной серии паровых турбин ЛМЗ</i>	9	<i>Глава четвертая. Подшипники</i>	29
§ 1. Общие данные о паровых турбинах	—	§ 19. Опорные подшипники	—
§ 2. Регулирование, защита, сигнализация и масляная система	—	§ 20. Упорные подшипники	32
§ 3. Конденсационные турбины и их тепловые характеристики	12	<i>Глава пятая. Роторы</i>	37
§ 4. Характеристики регулирования конденсационных турбин	13	§ 21. Конструкция роторов	—
§ 5. Турбины высокого давления с регулируемым отбором пара и их тепловые характеристики	14	<i>Глава шестая. Муфты</i>	39
§ 6. Характеристики регулирования турбин с отбором пара типов ВТ-25-4 и ВПТ-25-3	17	§ 22. Гибкая муфта со змеевидной пружиной	—
§ 7. Турбины высокого давления с противодействием и их тепловые характеристики	—	§ 23. Полутигбай муфта	41
§ 8. Характеристики регулирования турбин с противодействием типов ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4	18	§ 24. Муфта масляного насоса	42
§ 9. Турбина нормального давления типа АП-25-2	19	<i>Глава седьмая. Уплотнения</i>	42
<i>Глава вторая. Установка и крепление цилиндров и подшипников на фундаменте</i>	21	§ 25. Лабиринтовые уплотнения	—
§ 10. Установка цилиндров и подшипников	—	<i>Глава восьмая. Проточная часть</i>	49
§ 11. Тепловая изоляция	24	§ 26. Сопловой аппарат регулирующей ступени	—
<i>Глава третья. Некоторые сведения о монтаже турбин высокого давления</i>	25	§ 27. Направляющий аппарат ступеней скорости	52
§ 12. Общие указания по установке цилиндров и подшипников	—	§ 28. Диафрагмы и обоймы диафрагм	53
§ 13. Особенности установки и сборки цилиндра одноцилиндровых турбин	26	§ 29. Рабочие лопатки	59
§ 14. Особенности установки и сборки цилиндра низкого давления турбины БК-100-2	27	§ 30. Модернизация проточных частей турбин высокого давления	62
§ 15. Определение несопадения осей расточек и плоскостей горизонтального разреза	—	<i>Глава девятая. Передний блок и масляная система</i>	63
§ 16. Центровка роторов по расточкам для уплотнений	28	§ 31. Передний блок	—
§ 17. Установка диафрагм и обойм	—	§ 32. Зубчатый редуктор	64
§ 18. Центровка по муфтам	29	§ 33. Главный масляный насос	66
		§ 34. Пусковые масляные турбонасосы	70
		§ 35. Масляный электронасос	72
		§ 36. Масляный бак	73
		§ 37. Маслоохладители	77
		§ 38. Масляная система	79
		ЧАСТЬ ВТОРАЯ	
		ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ, РЕГУЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИКА	
		<i>Глава десятая. Клапаны автоматического затвора</i>	85
		§ 39. Назначение и конструкция клапанов	—
		§ 40. Колонка управления клапаном автоматического затвора	89

	Стр.		Стр.
Глава одиннадцатая. Органы парораспределения	96	§ 69. Проверка системы регулирования на холостом ходу турбины	173
§ 41. Регулирующие клапаны свежего пара и их привод	—	§ 70. Испытание регулирования при работе турбины под нагрузкой	175
§ 42. Регулирующие поворотные диафрагмы и их привод	102	§ 71. Средняя и местная степень неравномерности. Построение главной статической характеристики регулирования скорости на основании испытаний турбогенератора на холостом ходу и под нагрузкой	176
Глава двенадцатая. Регулирование	109	§ 72. Анализ главной статической характеристики регулирования скорости	177
§ 43. Общие замечания	—	§ 73. Незувствительность регулирования	178
§ 44. Принципиальная схема регулирования конденсационных турбин	—	§ 74. Число оборотов холостого хода	179
§ 45. Регулятор скорости	112	§ 75. Проверка регулирования давления турбин с регулируемым отбором	—
§ 46. Синхронизатор (приспособление для изменения числа оборотов)	114	§ 76. Испытание предохранительных клапанов регулируемых отборов пара	180
§ 47. Блок золотника регулятора скорости конденсационных турбин	118	§ 77. Проверка плотности поворотных диафрагм	181
§ 48. Ограничитель мощности	122	Глава двадцатая. Приборы электрической автоматики, защиты и сигнализации	183
§ 49. Сервомотор регулируемых клапанов свежего пара	124	§ 78. Колонка маслоуказателя и реле пуска масляного электропривоса	—
§ 50. Масляный редукционный клапан	126	§ 79. Сигнализация положения клапана автоматического затвора	184
§ 51. Масляный сливной клапан	129	§ 80. Контактное устройство ограничителя мощности	185
Глава тринадцатая. Органы защиты	130	§ 81. Реле осевого сдвига ротора и указатель разности теплового расширения ротора и цилиндра	—
§ 52. Общее описание защиты	—	§ 82. Электрическая схема защитного устройства подогревателей высокого давления	191
§ 53. Защита от повышения оборотов	—	§ 83. Электрическая схема включения электромагнитов обратных клапанов паропроводов отбора	192
§ 54. Защита от понижения давления масла	137	§ 84. Дистанционные указатели хода сервомоторов регулируемых диафрагм турбин с отбором пара	193
§ 55. Проверка действия защиты	—	§ 85. Защитное устройство последней ступени турбин с противодействием от чрезмерного перепада давления	194
Глава четырнадцатая. Общее описание системы регулирования конденсационных турбин	140		
§ 56. Система регулирования конденсационных турбин	—		
Глава пятнадцатая. Регулирование турбин с одним отбором пара	145		
§ 57. Принципиальная схема регулирования турбин ВТ-25-3 и АП-25-2	—		
§ 58. Блок суммирующих золотников	147		
§ 59. Регуляторы давления	150		
§ 60. Блок золотника регулятора скорости турбин с отбором пара	153		
§ 61. Сервомоторы регулируемых диафрагм	—		
Глава шестнадцатая. Общее описание регулирования турбин ВТ-25-4 и АП-25-2	156		
§ 62. Описание системы регулирования турбин с одним отбором пара	—		
Глава семнадцатая. Регулирование турбины ВПТ-25-3 с двумя отборами пара	159		
§ 63. Принципиальная схема регулирования	—		
§ 64. Блок суммирующих золотников турбины ВПТ-25-3	161		
Глава восемнадцатая. Регулирование турбины с противодавлением	165		
§ 65. Принципиальная схема регулирования турбин ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4	—		
§ 66. Блок золотников регуляторов турбин ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4	168		
Глава девятнадцатая. Проверка системы регулирования	171		
§ 67. Общие положения	—		
§ 68. Проверка системы регулирования на стоящей турбине	—		
		ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ	
		ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ	
		Глава двадцать первая. Конденсаторы	199
		§ 86. Конструкции конденсаторов	—
		Глава двадцать вторая. Пароструйные эжекторы	204
		§ 87. Пусковые эжекторы	205
		§ 88. Главные эжекторы	—
		§ 89. Указания по обслуживанию	213
		Глава двадцать третья. Подогреватели	214
		§ 90. Назначение подогревателей	—
		§ 91. Подогреватели низкого давления. Охлаждители дренажа	216
		§ 92. Подогреватели высокого давления	219
		Глава двадцать четвертая. Испарители и паропреобразователи	228
		§ 93. Назначение и конструкция испарителей	—
		§ 94. Паропреобразователи	232

	Стр.		Стр.
<i>Глава двадцать пятая. Бойлеры</i>	236	§ 121. Вскрытие цилиндра. Ревизия проточной части	296
§ 95. Назначение и типы бойлеров	—	§ 122. Уплотнения	299
§ 96. Защитные устройства бойлеров	238	§ 123. Подшипники. Муфты	—
<i>Глава двадцать шестая. Специальная арматура и аппараты турбоустановок</i>	239	§ 124. Маслохладители. Масляная система	300
§ 97. Атмосферный предохранительный клапан-диафрагма	—	§ 125. Подогреватели	301
§ 98. Атмосферный предохранительный клапан паропровода теплофикационного отбора	240	§ 126. Испарители	304
§ 99. Предохранительное устройство паропровода производственного отбора	241	§ 127. Трубопроводы	—
§ 100. Предохранительные клапаны турбоустановок с противодавлением	245	§ 128. Арматура	—
§ 101. Обратные клапаны типа КОС	248	<i>Глава тридцатая. Приспособления для сборки и разборки</i>	305
§ 102. Водяные фильтры	254	§ 129. Подъемные устройства для цилиндров, роторов и диафрагм	—
§ 103. Водяное уплотнение вакуумной арматуры	255	§ 130. Горячая затяжка болтов и шпилек	306
ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ		<i>Глава тридцать первая. Прокладочный материал</i>	310
СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВОК		§ 131. Прокладки и уплотнение масляной системы	—
<i>Глава двадцать седьмая. Принципиальные схемы турбоустановок</i>	256	§ 132. Уплотнение фланцев цилиндров	—
§ 104. Описание принципиальных схем типовых турбоустановок БК-50-1, БК-100-2 и БК-25-1	—	§ 133. Прокладки трубопроводов для пара и воды	—
§ 105. Принципиальные схемы типовых турбоустановок ВПТ-25-3 без испарителей	261	§ 134. Уплотнение стыков конденсатора и подогревателей низкого давления	311
§ 106. Принципиальные схемы типовых турбоустановок ВТ-25-4	262	§ 135. Покрытия против прикипания и трения	—
§ 107. Принципиальные схемы турбоустановок с противодавлением ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4	267	<i>Глава тридцать вторая. Дренаж турбин</i>	311
§ 108. Принципиальная схема типовой турбоустановки АП-25-2	269	§ 136. Назначение дренажа	—
<i>Глава двадцать восьмая. Схемы трубопроводов типовых турбоустановок</i>	269	§ 137. Дренажные устройства	312
§ 109. Схемы трубопроводов конденсационных турбоустановок	—	<i>Глава тридцать третья. Прогрев турбин</i>	312
§ 110. Схемы трубопроводов турбоустановок с отбором пара	274	§ 138. Общие указания	—
§ 111. Схемы трубопроводов турбоустановок с противодавлением	275	§ 139. Валоповоротное устройство типа «А»	316
§ 112. Типовые схемы трубопроводов бойлерных установок	276	§ 140. Валоповоротное устройство типа «Б»	318
ЧАСТЬ ПЯТАЯ		<i>Глава тридцать четвертая. Промышленное устройство</i>	320
ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБОУСТАНОВОК		§ 141. Общие указания	—
<i>Глава двадцать девятая. Ревизия турбоустановок</i>	280	§ 142. Описание конструкции	321
§ 113. Общие указания и сроки проведения ревизий	—	§ 143. Инструкция по пользованию промышленным устройством	322
§ 114. Ревизия переднего блока	281	<i>Глава тридцать пятая. Смазка</i>	324
§ 115. Редуктор	284	§ 144. Условии работы смазочных масел в турбине	—
§ 116. Масляные насосы	287		
§ 117. Регулятор скорости	289		
§ 118. Золотники регулятора безопасности и регулятора скорости. Ограничитель мощности	291		
§ 119. Сервомоторы и рычаги парораспределения	—		
§ 120. Парораспределение	—		
		ЧАСТЬ ШЕСТАЯ	
		ИНСТРУКЦИЯ ПО ОБСЛУЖИВАНИЮ ПАРОВЫХ ТУРБИН, ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И БОЙЛЕРНОЙ УСТАНОВКИ	
		<i>Глава тридцать шестая. Обслуживание конденсационных паровых турбин, турбин с отбором пара и турбин с противодавлением</i>	326
		§ 145. Общие замечания	—
		Инструкция по обслуживанию паровой турбины типа ВК-100-2 ЛМЗ	
		§ 146. Подготовка к пуску, прогрев паропроводов до главной запорной задвижки	—

	Стр.		Стр.
§ 147. Подготовка к пуску и пуск масляной системы. Пуск валоповоротного устройства	327	Глава тридцать девятая. Обслуживание электронасосов	354
§ 148. Проверка действия органов защиты и регулирования при стоящей турбине	329	§ 167. Пуск насосов	—
§ 149. Пуск конденсационного устройства. Прогрев паропровода от главных запорных задвижек до регулирующих клапанов турбины и подъем вакуума	330	§ 168. Обслуживание насосов во время работы	355
§ 150. Пуск и прогрев турбины	331	§ 169. Остановка насосов	—
§ 151. Повышение оборотов, проверка регулирования и защиты. Синхронизация	332		
§ 152. Нагружение турбины	334	ПРИЛОЖЕНИЯ	
§ 153. Включение подогревателей	336	1. Таблицы зазоров проточных частей турбин ВК-100-2 и ВК-50-1	356
§ 154. Включение испарителей	338	2. Зазоры в уплотнениях	364
§ 155. Обслуживание турбины во время работы	—	3. Зазоры в основных узлах турбин и допуски на сборку ответственных деталей	366
§ 156. Противоаварийные указания	344	4. Основные технические данные паровых турбин ЛМЗ	374
§ 157. Остановка турбины	346	5. Максимальные внутренние мощности ступеней паровых турбин ЛМЗ	378
§ 158. Влияние продолжительности остановки на порядок пуска и нагружения турбины	348	6. Вибрационные характеристики облопачивания настраиваемых ступеней	—
§ 169. Дополнительные указания по пуску и обслуживанию турбин типов ВТ-25-4, ВПТ-25-3, АП-25-2, ВР-25-31-4 и ВР-25-18-3	349	7. Основные технические данные конденсаторов ЛМЗ	379
Глава тридцать седьмая. Обслуживание двухступенчатой испарительной установки к турбоагрегату ВК-50-1	352	8. Основные технические данные маслоохладителей	380
§ 160. Пуск установки	—	9. Основные технические данные испарителей	—
§ 161. Обслуживание установки во время работы	—	10. Основные технические данные эжекторов	—
§ 162. Остановка	353	11. Предельные давления в контрольной ступени (камере регулирующего колеса) и мощность конденсационных турбин при различных схемах включения регенерации	381
Глава тридцать восьмая. Обслуживание бойлеров	353	12. Ограничение нагрузки турбины при снижении параметров свежего пара	—
§ 163. Включение основного бойлера	—	13. Основные технические данные поверхностных подогревателей и выносных охладителей конденсата	382
§ 164. Включение пикового бойлера	354	14. Таблица вспомогательного оборудования и специальной арматуры паротурбинных установок ЛМЗ	384
§ 165. Обслуживание бойлеров во время работы	—	15. Диаграммы режимов и поправочные кривые	388
§ 166. Остановка бойлеров	—	16. Номограммы для определения расхода воздуха, отсасываемого эжектором при помощи мерных шайб	401
		Литература	404

ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ТУРБИН

Глава первая

ТИПЫ УНИФИЦИРОВАННОЙ СЕРИИ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЛМЗ

§ 1. Общие данные о паровых турбинах¹

Унифицированная серия паровых турбин включает восемь типов турбин:

а) конденсационные турбины высокого давления типов ВК-25-1, ВК-50-1, ВК-100-2;

б) турбину высокого давления типа ВТ-25-4 с одним регулируемым теплофикационным отбором пара и с конденсацией;

в) турбину высокого давления типа ВПТ-25-3 с двумя регулируемыми теплофикационным и производственным отборами пара и с конденсацией;

г) турбины высокого давления типов ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4 с противодавлением;

д) турбину нормального давления типа ЛП-25-2 с одним регулируемым производственным отбором пара и с конденсацией.

Турбины предназначены для непосредственного привода электрических генераторов.

Все паровые турбины серии высокого давления рассчитаны для работы свежим паром при давлении 90 *ата* и температуре 500° С, измеренными перед клапаном автоматического затвора. Температура охлаждающей воды и тепловая схема определяются местными условиями и влияют на расходы пара и тепла.

Все турбины серии высокого давления являются одновальными, т. е. имеют одну общую геометрическую линию валов турбины и генератора. Турбина типа ВК-100-2 является двухцилиндровой, остальные турбины — одноцилиндровыми.

Роторы турбин вращаются в направлении часовой стрелки, если смотреть на турбины со стороны впуска пара, с нормальным числом оборотов 3000 в минуту.

Роторы каждой турбины и генератора соединены между собой полужесткой муфтой, а роторы высокого и низкого давления двухцилиндровой турбины типа ВК-100-2 — гибкой муфтой со смеевидными пружинами.

Для ускорения операции пуска из холодного состояния и возможности повторного пуска в работу через любой промежуток времени после остановки турбины снабжены валоповоротным устройством. Это устройство включается вручную при пусках и остановках турбины и вращает вал со скоростью в несколько оборотов в минуту. Валоповоротное устройство автоматически отключается при трогании ротора во время пуска турбины, а также автоматически останавливается при чрезмерном падении давления масла в системе смазки.

Лопаточный аппарат турбин настроен на отсутствие резонансной вибрации при частоте сети 50 *гц*. Работа турбин при частотах сети ниже 49,5 илн выше 50,5 *гц* не допускается.¹

Турбины всех типов имеют по одному клапану автоматического затвора. (Турбины типа ВК-100-2 снабжались до 1955 г. двумя клапанами автоматического затвора, включенными параллельно.)

Клапан расположен в особой, отдельно стоящей паровой коробке, из которой пар по перепускным трубам подается к регулирующим клапанам турбины.

Все турбины имеют сопловое регулирование. В части высокого давления в турбинах всех типов применены четыре регулирующих клапана, служащих для впуска пара в сопловые коробки.

¹ Основные технические данные турбин см. в приложении 4.

¹ См. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей МЭС, Госэнергоиздат, 1953.

Турбины с противодавлением типов ВР-25-31 и ВР-25-18-4 имеют, кроме того, по пятому перегрузочному клапану, перепускающему пар из камеры регулирующего колеса в камеру за третьей ступенью и обеспечивающему номинальную мощность турбины при снижении начальных параметров свежего пара.

Клапаны последовательно открываются и закрываются при изменении нагрузки. В турбинах с отбором пара для перепуска пара из камер регулируемого отбора в последующую часть турбины применены регулирующие диафрагмы с поворотным кольцом.

Турбины снабжены лабиринтовыми уплотнениями, к которым подается охлажденный дросселированный пар из специального охладителя. Схема лабиринтовых уплотнений требует регулировки подачи свежего пара к уплотнениям главным образом при пуске и холостом ходе и почти не требует подрегулировки при изменениях нагрузки.

Турбины с противодавлением оборудованы специальным вакуумным холодильником для отсоса и конденсации пара из системы лабиринтовых уплотнений.

Паровые коробки клапанов автоматического затвора, передняя часть однопилондровых турбин, цилиндр высокого давления и средняя часть цилиндра низкого давления двухцилиндровой турбины ВК-100-2 защищаются тепловой изоляцией, которая снаружи покрывается металлической обшивкой.

Турбины высокого давления оборудованы промывочным устройством, допускающим промывку лопаточного аппарата на ходу при соответственно сниженной мощности.

Группа водяных насосов турбоустановки выбирается в зависимости от тепловой схемы и местных условий и обычно состоит из:

- 1) двух циркуляционных насосов для подачи охлаждающей воды в конденсатор, маслоохладители и газоохладители или воздухоохладители генератора (при отсутствии центральной насосной станции, обслуживающей сразу несколько турбин);

- 2) двух или трех конденсатных насосов для откачки конденсата из конденсатора и подачи его в деаэрактор через систему регенеративных подогревателей; питательная вода из деаэрактора прокачивается через подогреватели высокого давления питательными насосами;

- 3) одного или нескольких (в зависимости от схемы) подъемных насосов для подачи конденсата греющего пара подогревателей или конденсата из конденсатора испарителя в тру-

бопровод основного конденсата или в деаэрактор;

- 4) двух подъемных насосов для подачи циркуляционной охлаждающей воды из паровых водоводов циркуляционной системы в газоохладители генератора (для турбин с генераторами мощностью 50 000 и 100 000 кат);

- 5) одного грязевого насоса испарительной установки.¹

Все части конденсационные турбины и турбины с регулируемым отбором пара имеют поверхностные конденсаторы, которые привариваются на месте монтажа непосредственно к выпускным патрубкам сварных цилиндров или присоединяются посредством болтов к чугунным цилиндрам.

Конденсаторы имеют отдельный подвод и слив охлаждающей воды для каждой половины и допускают благодаря этому поочередную чистку каждой половины на ходу при соответствующем снижении нагрузки; в турбоустановке ВК-100-2, имеющей два конденсатора, одновременно подвергается чистке по одной половине каждого конденсатора.

Для отсоса воздуха из конденсатора при пуске и нормальной эксплуатации предусматриваются пусковые и основные паровые эжекторы. Основные эжекторы снабжены холодильниками рабочего пара, включенными с водяной стороны в систему регенеративного подогрева питательной воды. Для заполнения циркуляционной системы водой при пуске обычно устанавливается второй пусковой эжектор.

Все турбины рассчитаны на совместную работу с регенеративным устройством для подогрева питательной воды, на отбор пара для деаэрационных колонок и в отдельных случаях для испарительного устройства. В турбинах с регулируемым отбором пара регенеративное устройство предназначается, кроме подогрева основного конденсата турбины, также и для подогрева обратного конденсата греющего пара из теплофикационных бойлеров или из производственных аппаратов.

§ 2. Регулирование, защита, сигнализация и масляная система

Привод органов парораспределения — регулирующих клапанов и поворотных регулирующих диафрагм — осуществляется при помощи

¹ В перечень не включены сетевые насосы теплофикационной системы и вспомогательный насос, подающий добавочную воду из особого деаэрактора, работающего под давлением 1,2 ата, в систему установки.

461

масляных поршневых сервомоторов. Управление сервомоторами производится золотниками, на которые воздействуют импульсные органы регулирования — регулятор скорости, а в турбинах с регулируемым отбором пара, кроме того, и регуляторы давления отбираемого пара, включенные по принципу связанного регулирования.

Регуляторы скорости автоматически поддерживают постоянным число оборотов турбоагрегата (частоту электрической сети) с равномерностью около 4%.

Регулятор скорости снабжен синхронизатором (приспособлением для изменения числа оборотов), предназначенным:

а) для изменения числа оборотов при холостом ходе турбины с целью синхронизации и включения генератора в сеть при пуске;

б) для поддержания заданной нагрузки генератора или нормальной частоты электрической сети при работе генератора в параллель с сетью (системой);

в) для поддержания нормальной частоты при работе на изолированную сеть (не в параллель с другими генераторами).

Управление синхронизатором производится как вручную машинистом непосредственно у турбины, так и со щита управления электростанции путем дистанционного воздействия на реверсивный приводной электродвигатель синхронизатора. При холостом ходе синхронизатор позволяет изменять число оборотов турбины в пределах от -3 до $+7\%$ (при давлении свежего пара, не превышающем 95 атм), а при номинальной нагрузке в пределах от -7 до $+3\%$ от нормального числа оборотов.

На всех турбинах установлен двоясанный регулятор безопасности (предельного числа оборотов), предохраняющий турбину от разгона в случае неисправности органов регулирования. Регуляторы безопасности приходят мгновенно в действие при повышении числа оборотов на $11-12\%$ сверх нормального (в зависимости от установки пружин) и вызывают быстрое закрытие клапанов автоматического затвора, а также регулирующих клапанов свежего пара, прекращая тем самым доступ пара в турбину. Быстрое перекрытие доступа пара в турбину может быть осуществлено также вручную непосредственным расцеплением рычагов регулятора безопасности.

Схема регулирования и защиты допускает повторное открытие клапана автоматического затвора непосредственно после срабатывания регулятора безопасности.

Кроме того, закрытие клапана автоматического затвора происходит (независимо от обоих регуляторов безопасности) при предельном перемещении муфты регулятора скорости, превышающем нормальные перемещения муфты, вызванные сбросом нагрузки.

Регуляторы давления турбин с регулируемым отбором пара автоматически поддерживают давление пара, установленное в предусмотренных пределах в камерах отбора, с небольшой неравномерностью. При режимах работы турбин без отбора пара для внешних потребителей предусмотрена возможность отключения регуляторов. При этом одновременно полностью открываются органы перепуска пара (регулирующие диафрагмы) из камер отбора к последующим ступеням турбины.

Регуляторы давления турбин с противодавлением предназначены для автоматического поддержания с небольшой неравномерностью давления пара в выхлопном патрубке турбины. Регуляторы могут быть включены в действие лишь в случае параллельной работы турбогенератора с мощной электрической сетью.

Турбины снабжены ограничителем мощности, управляемым вручную и предназначенным для ограничения степени открытия регулирующих клапанов свежего пара. Ограничитель автоматически подает световой сигнал на щит управления станции при достижении установленной предельной степени открытия клапанов; световой сигнал напоминает персоналу о недопустимости дистанционного воздействия со щита управления на синхронизатор в направлении открытия клапанов, лимитированного положением ограничителя. Ограничитель мощности имеет одностороннее действие: он ограничивает лишь степень открытия клапанов, не препятствуя, однако, их закрытию при повышении числа оборотов или воздействии на синхронизатор в направлении понижения нагрузки.

Турбины снабжены электрическим реле осевого сдвига, показывающим на стрелочном приборе щита турбины осевое положение ротора турбины (в турбине типа ВК-100-2 — осевое положение ротора высокого давления). Реле вызывает при предельно допустимом осевом сдвиге ротора в направлении потока пара (в результате чрезмерной сработки или аварийного выплывания баббитовой заливки рабочих колодок упорного подшипника) закрытие клапана автоматического затвора и регулирующих клапанов свежего пара. Таким образом, реле осевого сдвига предупреждает угрозу сопри-

костновения вращающихся и неподвижных частей турбины при какой-либо неисправности, вызывающей смещение ротора.

Клапан автоматического затвора оборудован сигнальными лампами крайних положений и при посадке, кроме того, подает сигнал на щит управления. Обратные клапаны на паропроводах отбора к внешним потребителям (в турбинах с регулируемым отбором пара) и на паропроводах регенеративного отбора к подогревателям снабжены дополнительным запирающим механизмом. Механизм клапана срабатывает при закрытии клапана автоматического затвора свежего пара и при отключении генератора.

Давление масла в системе регулирования составляет 12 *ати*, а в системе смазки подшипников — около 0,6 *ати* (перед маслоохладителями).

Пусковой масляный турбонасос турбин высокого давления рассчитан на работу свежим паром при давлении 90 *ата* и температуре 500°С с выпуском отработавшего пара в атмосферу. Турбонасос допускает снижение начального давления пара до 60 *ата*. Насос имеет ручное управление.

Для обеспечения смазки турбоагрегата в случае неисправности пускового масляного турбонасоса или чрезмерного падения давления свежего пара предусмотрен масляный электронасос. Электронасос включается автоматически с помощью специального реле при падении давления в системе смазки подшипников (за маслоохладителями) до 0,2 *ати*.

Емкость масляного бака турбин составляет около 14 м³, а емкость системы маслопроводов — около 3 м³. Масляный бак имеет указатель уровня масла, дающий световые и звуковой сигналы при достижении маслом предельных низшего или высшего уровня.

Маслоохладители допускают последовательное отключение одного из них по маслу и воде для чистки при полной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды не выше 30°С. На случай повышения температуры воды циркуляционной системы свыше 33°С должен быть предусмотрен аварийный подвод холодной воды к маслоохладителям из другого источника. Давление охлаждающей воды должно быть ниже давления масла в маслоохладителях и не должно превышать 1 *ати*.

Масляная система турбин обеспечивает при предельной и начальной температуре охлаждающей воды 33°С температуру масла, выхо-

дящего из подшипников турбоагрегата, не превышающую 65°С при условии применения турбинного масла марки «Л» по ГОСТ 32-47.

§ 3. Конденсационные турбины и их тепловые характеристики

Одноцилиндровая турбина типа БК-25-1 (фиг. 1 — вкладка) мощностью 25 000 *квт* имеет колесо с двумя ступенями скорости в качестве регулирующей ступени и 18 ступеней давления. Критическое число оборотов гибкого вала турбины составляет около 2180 в минуту. Турбина имеет шесть нерегулируемых отборов пара.

Одноцилиндровая турбина типа БК-50-1 (фиг. 2 — вкладка) мощностью 50 000 *квт* имеет регулирующую ступень также в виде колеса с двумя ступенями скорости и 17 ступеней давления. Турбина имеет гибкий вал с критическим числом оборотов около 1790 в минуту.

Турбина типа БК-100-2 (фиг. 3 — вкладка) мощностью 100 000 *квт* является двухцилиндровым агрегатом. Цилиндр высокого давления имеет регулирующую ступень, выполненную в виде колеса с двумя ступенями скорости, и 11 ступеней давления. Цилиндр низкого давления выполнен двухпоточным и имеет пять двоспальных ступеней давления. Ротор высокого давления выполнен с жестким валом с критическим числом оборотов около 3620 в минуту. Ротор низкого давления имеет гибкий вал с критическим числом оборотов около 1670 в минуту.

Конденсационные турбины БК-50-1 и БК-100-2 имеют по пять нерегулируемых отборов пара для подогрева питательной воды в поверхностных подогревателях системы регенерации, для питания деаэраторов и испарителей, и используемых также в ограниченных пределах для местных пущ и стаций при условии согласования величин дополнительного расхода пара с заводом-изготовителем.

Расход пара и тепла. В табл. 1 приводятся расходы пара и тепла с допуском 5%, а также температура подогрева питательной воды для конденсационных турбин высокого давления. Они имеют место при соблюдении следующих условий работы турбин:

а) давление и температура свежего пара перед клапаном автоматического затвора равны соответственно 90 *ата* и 500°С;

б) количество и температура охлаждающей воды, проходящей через конденсатор, для турбин различных типов соответствуют значениям, приведенным в табл. 2;

Таблица 1

Характерные режимы конденсационных турбин

Тип турбины	Мощность на заданном генераторе, <i>квт</i>	Расход свежего пара через клапан автоматического затвора, <i>т/час</i>	Температура подогрева питательной воды за последним подогревателем, °C	К. п. д. генератора, %	Удельный расход тепла, <i>ккал/квт·ч</i>	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>
БК-25-1	15 000	62	195	98,0	2530	4,13
	20 000	83	209	98,1	2470	4,15
	25 000	106	223	98,2	2460	4,25
БК-50-1	30 000	112	185	98,0	2335	3,74
	40 000	152	205	98,3	2295	3,80
	50 000	191	212	98,6	2280	3,83
БК-100-2	80 000	301	205	98,8	2275	3,76
	90 000	338	207	98,9	2265	3,76
	100 000	377	212	99,0	2250	3,77

Таблица 2

Тип турбины	Температура охлаждающей воды, °C	Количество охлаждающей воды, <i>м³/час</i>
БК-25-1	15	5 000
БК-50-1	10	8 000
БК-100-2	10	16 000 ¹

¹ Количество воды указано для двух двухходовых конденсаторов. В случае применения одноходовых конденсаторов расход воды составляет 20 000 *м³/час*.

в) количество питательной воды, проходящей через подогреватели высокого давления, равно расходу свежего пара на турбину;

г) воздушная плотность вакуумной системы соответствует падению вакуума не более чем на 2 мм рт. ст. в минуту после отключения эжекторов при нагрузке, составляющей 80% от номинальной;

д) тепловые схемы турбин выполнены по схемам фиг. 139–149, причем испарительные установки выключены из работы;

е) расходы пара и тепла действительны при чистых трубках конденсатора и чистой проточной части турбин, причем общая длительность работы турбины не превышает 6500 часов после первоначального пуска.

Приведенные в табл. 1 расходы свежего пара исчислены без расхода его на эжекторы. При параметрах свежего пара и охлаждающей воды, отличающихся от нормальных, даются поправочные кривые для приведения действительных значений расходов тепла и пара к условиям гарантий (приложение 15).

Турбины допускают длительную работу при номинальной мощности:

а) В случае отклонения в любых сочетаниях параметров пара от номинальных в следующих пределах: давления свежего пара — от 85 до 95 *ата*, температуры свежего пара — от 490 до 505° C.

При паницильных параметрах свежего пара — 85 *ата* и 490° C турбины обеспечивают номинальную мощность при номинальном расходе и температуре охлаждающей воды, чистых трубках конденсатора, указанной выше воздушной плотности вакуумной системы и расходе питательной воды через подогреватели высокого давления, равном расходу пара на турбину.

б) При повышении температуры охлаждающей воды до 33° C, если параметры свежего пара и расход охлаждающей воды через конденсатор имеют значения не ниже номинальных, обеспечены чистота его трубок и воздушная плотность вакуумной системы, а расход питательной воды через подогреватели высокого давления равен расходу пара на турбину.

§ 4. Характеристики регулирования конденсационных турбин

При установленном режиме работы и неизменном положении синхронизатора неравномерность регулирования скорости турбин, нагруженных до номинальной мощности, указана в табл. 3 (стр. 14).

В случае мгновенного сброса с номинальной нагрузки до нуля при давлении свежего пара в пределах от 85 до 95 *ата* и температуре его от 490 до 505° C и при нормальной

Таблица 3

	Тип турбины		
	ВК-25-1	ВК-50-1	ВК-100-2
Неравномерность регулирования скорости в % от нормального числа оборотов . . .	4,25 ± 0,5	4,25 ± 0,5	4,25 ± 0,5

скорости вращения повышение числа оборотов не приводит к срабатыванию регуляторов безопасности, установленных на выбывание при 11,0–12,0% сверх нормального числа оборотов, т. е. турбина остается на холостом ходу. При давлении свежего пара 87,5—92,5 ата и температуре 490—505°С возрастание оборотов не превышает указанного в табл. 4.

Таблица 4

	Тип турбины		
	ВК-25-1	ВК-50-1	ВК-100-2
Тип генератора, при котором действительна норма завода . . .	ТВ-25-2	ТВ-50-2	ТВ-100-2
Повышение числа оборотов сверх нормального, %	9,5	9,5	8,5

§ 5. Турбины высокого давления с регулируемым отбором пара и их тепловые характеристики

Турбина типа ВТ-25-4 (фиг. 4 — вкладка) мощностью 25 000 квт является турбиной с теплофикационным отбором пара. Турбина имеет 20 ступеней, в том числе одну регулируемую ступень, выполненную в виде колеса с двумя ступенями скорости, 15 ступеней давления в части высокого давления, одну регулируемую ступень с одновенечным колесом и три ступени давления в части низкого давления. Критическое число оборотов ротора турбины равно около 1850 в минуту.

В турбине предусмотрены четыре перегуливаемых отбора пара для регенерации и один регулируемый отбор для питания внешних теплофикационных потребителей и для регенерации. Максимальный отбор пара для теплофикационных целей составляет 100 т/час.

Регулируемый отбор пара производится при постоянном давлении, лежащем в пределах от

1,2 до 2,5 ата, в зависимости от установки регулятора давления, с неравномерностью около 0,25 кг/см².

Работа турбины не допускается при следующих режимах:

а) при давлении пара в камере регулируемого отбора выше 2,5 ата;

б) при давлении пара в камере регулируемого отбора ниже 1,2 ата при включенном регуляторе давления;

в) на выпуск в атмосферу.

Перегрузка. При значениях параметров свежего пара в любых сочетаниях в пределах от 85 до 95 ата и от 490 до 505°С и при полностью включенной регенерации, при количестве охлаждающей воды 5000 м³/час и температуре ее не выше 20°С турбина допускает перегрузку до 30 000 квт (при возможности перегрузки электрического генератора — см. ГОСТ 533-51) как при режимах с отбором пара, так и при чисто конденсационном режиме, в последнем случае с соответствующим ухудшением к. п. д.

Перегрузка возможна также при повышении температуры охлаждающей воды перед конденсатором до 33°С, если параметры свежего пара при этом не ниже номинальных.

При режимах с отбором при этих условиях количество отбираемого пара может достигать 80 т/час при давлении 1,2 ата и 55 т/час — при давлении 2,5 ата. Если параметры свежего пара не ниже, а температура охлаждающей воды не выше номинальной, то количество отбираемого пара при режимах с отбором может быть доведено до 100 т/час при давлении 1,2 ата и до 75 т/час при 2,5 ата.

Минимальный пропуск пара в части низкого давления для поддержания в допустимых пределах температуры ротора и цилиндра части низкого давления составляет около 8 т/час при давлении пара в камере регулируемого отбора 1,2 ата и соответственно возрастает при повышении давления в этой камере.

Расход пара. Зависимость между суммарным расходом свежего пара, количеством отбираемого пара и электрической мощностью устанавливается приближенно по прилагаемой диаграмме режимов (см. приложение 13).

Расходы пара с допуском 5% и температура подогрева питательной воды приведены в табл. 5. Они имеют место при соблюдении следующих условий работы:

а) параметры свежего пара перед клапаном автоматического затвора равны 90 ата и 500°С;

б) количество охлаждающей воды, проходящей через конденсатор, равно $5000 \text{ м}^3/\text{час}$ при начальной температуре ее 20°C ;

в) установка эксплуатируется в соответствии с тепловой схемой завода (см. фиг. 146), предусматривающей применение шестиатмосферного деаэратора и полный возврат конденсата пара регулируемого отбора при температуре 100°C ;

г) расход питательной воды через подогреватель высокого давления равен расходу свежего пара на турбину;

д) воздушная плотность вакуумной системы характеризуется падением вакуума не более чем на 2 мм рт. ст. в минуту после отключения эжектора при нагрузке $25\,000 \text{ кВт}$;

е) проточная часть турбины и трубы конденсатора чистые, причем общая длительность работы турбины не превышает 6500 часов после первоначального пуска.

Таблица 5

Характерные режимы турбоустановки ВТ-25-4

Мощность на заданных условиях, кВт	Количество отбираемого пара при давлении $1,2 \text{ атм}$, т/час	К. п. д. генератора, %	Удельный расход пара, кг/кВт	Температура питательной воды за последним подогревателем, $^\circ \text{C}$
25 000	100	98,2	5,42	211
25 000	40	98,2	4,63	202
20 000	40	98,1	4,70	193
15 000	40	98,0	5,06	183
25 000	0 ¹	98,2	4,12	197

Примечание. В приведенные значения расхода не включен расход пара на эжекторы.

¹ Регулятор отбора выключен.

На случай отклонения параметров свежего и отбираемого пара, количества и температуры охлаждающей воды от номинальных заводом даются поправочные кривые для приведения замеренной мощности на зажимах генератора к гарантийным условиям (см. приложение 15).

Турбина типа ВПТ-25-3 (фиг. 5 — вкладка) мощностью $25\,000 \text{ кВт}$ имеет три регулируемых отбора пара для регенерации и два регулируемых отбора, служащих для питания паром внешних потребителей (для производства и для теплофикации), а также системы регенерации.

Турбина имеет 19 ступеней: одну регулирующую ступень, выполненную в виде колеса с двумя ступенями скорости, и восемь ступеней давления в части высокого давления, одну ре-

гулирующую ступень с одновечным колесом и пять ступеней давления в части среднего давления и одну регулирующую ступень с одновечным колесом и три ступени давления в части низкого давления.

Критическое число оборотов ротора турбины равно около 1800 в минуту.

Регулируемый отбор пара для производственных целей может производиться при постоянном давлении в пределах от 8 до 13 атм (в зависимости от установки регулятора давления) с неравномерностью около $1,2 \text{ кг/см}^2$.

В зависимости от требуемых для производственных целей пределов изменения давления пара система регенеративного подогрева питательной воды турбоустановки выполняется по двум схемам. При пределах изменения давления отбираемого пара от 10 до 13 атм ставятся пять подогревателей. При пределах же изменения давления отбираемого пара от 8 до 10 атм подогреватель высокого давления № 4 не ставится (см. § 105).

Регулируемый отбор пара для теплофикационных целей производится при постоянном давлении, лежащем в пределах от $1,2$ до $2,5 \text{ атм}$ (в зависимости от установки регулятора давления) с неравномерностью около $0,25 \text{ кг/см}^2$.

Работа турбины не допускается при следующих режимах:

а) при давлениях пара в камере производственного отбора выше 13 атм и в камере теплофикационного отбора выше $2,5 \text{ атм}$;

б) при включенных регуляторах давления и падении давления в камере производственного отбора ниже 8 атм и в камере теплофикационного отбора ниже $1,2 \text{ атм}$;

в) на выпуск в атмосферу.

Максимальные количества отбираемого пара. При номинальных параметрах свежего пара, расходе охлаждающей воды через конденсатор, равном $5000 \text{ м}^3/\text{час}$, и ее температуре 20°C , при полностью включенной схеме регенерации и расходе питательной воды через последний подогреватель высокого давления в количестве, равном 105% от расхода пара через клапан автоматического затвора, при выполнении установки согласно схеме с применением деаэратора, работающего при давлении 6 атм (см. схемы фиг. 143 и 144), и при номинальной электрической нагрузке в $25\,000 \text{ кВт}$:

а) максимальное количество отбираемого производственного пара при отсутствии теплофикационного отбора составляет 130 т/час при

давлениях в камере отбора 8—10 *ата* и 120 *т/час* — при давлении 13 *ата*;

б) максимальное количество отбираемого теплофикационного пара при отсутствии производственного отбора составляет 100 *т/час* при давлении в камере отбора 1,2 *ата* и 60 *т/час* — при давлении 2,5 *ата*.

Перегрузка. Турбина допускает перегрузку по мощности до 30 000 *квт* при вышеуказанных параметрах и условиях (при возможности перегрузки электрического генератора, см. ГОСТ 583-51), однако при этом соответственно снижаются максимальные значения расходов отбираемого пара:

а) максимальный расход производственного пара снижается при отсутствии теплофикационного отбора до 110 *т/час* при давлении в камере отбора 8—10 *ата* и до 90 *т/час* — при давлении 13 *ата*;

б) максимальный расход теплофикационного пара при отсутствии производственного отбора снижается до 40 *т/час* при давлении в камере отбора 1,2 *ата* и до 20 *т/час* — при давлении 2,5 *ата*.

Минимальный пропуск пара в часть низкого давления (за 16-ю ступень) для поддержания в допустимых пределах температуры ротора и части низкого давления турбины составляет около 8 *т/час* при давлении пара в камере теплофикационного отбора 1,2 *ата* и соответственно возрастает при повышении давления пара в камере отбора.

Турбина допускает длительную работу при номинальной мощности как при палинии, так и в отсутствии отборов пара для внешних потребителей и отклонении основных параметров от номинальных в нижеуказанных пределах:

а) при одновременном изменении в любых сочетаниях начальных параметров свежего пара: давления — от 85 до 95 *ата*, температуры — от 490 до 505°С, при условии постоянного расхода охлаждающей воды на конденсатор в количестве 5000 *м³/час* и температуре ее не выше 20°С;

б) при повышении температуры охлаждающей воды до 33°С при условии, что параметры свежего пара не ниже номинальных, что возмущающая плотность вакуумной системы характеризуется падением вакуума не более чем на 2 *мм рт. ст.* в минуту при нагрузке 25 000 *квт* и что проточная часть турбины и трубки конденсатора чисты.

Расход пара. Расходы отбираемого пара в зависимости от общего расхода пара на турбину и электрической мощности прибли-

женно определяются по диаграмме режим (см. приложение 15).

В том же приложении даны поправки мощность при отклонении от номинальных параметров свежего пара, отбора и циркуляцииной воды.

В табл. 6 и 7 приведены значения удельных расходов пара с допуском 5% и температур подогрева питательной воды для нескольких характерных режимов работы турбины, действительные при соблюдении следующих условий:

а) параметры свежего пара перед клапаном автоматического затвора равны 90 *ата* 500°С;

б) количество охлаждающей воды, проходящей через конденсатор, равно 5000 *м³/ч* при пачальной температуре ее 20°С;

Таблица
Характерные режимы турбоустановки ВПТ-25-3

Мощность на законных генератор, <i>квт</i>	Количество отбираемого пара при давлении:		К. п. д. генератора, %	Удельный расход пара, <i>кг/квт·ч</i>	Температура питательной воды из насоса подогрев тесло, °
	10 <i>ата</i> , <i>т/час</i>	1,2 <i>ата</i> , <i>т/час</i>			
25 000	72	54	98,2	6,66	203
25 000	130	0	98,2	7,38	206
25 000	0	100	98,2	5,60	199
25 000	0 ¹	0 ¹	98,2	4,15	185
20 000	50	40	98,2	6,49	194
16 000	40	40	98,1	6,78	188

Примечание. Конденсат производится из отбора вводится в деаэратор, работающий под давлением 6 *ата*, при температуре 158°С. Конденсат теплофикационного отбора или добоочная химически очищенная вода вводится в трубопровод основного конденсата между претврателями низкого давления № 2 и 3 при температуре 100°С.

¹ Регуляторы отборов выключены.

в) установка выполнена согласно схеме завода (см. фиг. 143 и 144);

г) система регенерации полностью включена, расход питательной воды через подогреватель высокого давления № 5 равен общему расходу пара на турбину;

д) воздушная плотность вакуумной системы характеризуется падением вакуума не более чем на 2 *мм рт. ст.* в минуту после отключения эжектора при нагрузке 25 000 *квт*;

е) проточная часть турбины и трубки конденсатора чистые, причем общая длительности

Таблица 8

Мощность на валах, кВт	К. п. л. генератора, %	Расход пара через клапан автоматического затвора, т/час	Удельный расход пара, кг/кВт·ч
25 000	98,2	387,0	15,48

Приведенные данные справедливы при соблюдении следующих условий:

а) параметры свежего пара перед клапаном автоматического затвора равны 90 атм и 500°С;

б) давление пара в выхлопном патрубке турбины равно 31 атм;

в) общая длительность работы турбины после первоначального пуска не превышает 6500 часов, причем во время замера расхода пара турбина имеет чистую проточную часть.

На случай отклонения параметров свежего пара и противодействия от номинальных значений заводом даются поправочные кривые для приведения действительного расхода пара к номинальным параметрам (см. приложение 15).

Турбина типа ВР-25-18-4 (фиг. 7 — вкладки) предназначается для мощных тепловых электростанций, обслуживающих производства с большим потреблением пара при давлении 15—20 атм (например нефтеперерабатывающие предприятия и т. п.).

Турбина имеет 10 ступеней: регулируемую ступень с одновальным колесом и 9 ступеней давления.

Критическое число оборотов ротора турбины равно приблизительно 3945 в минуту.

Турбина имеет один нерегулируемый отбор пара за восьмой ступенью для регенерации.

Турбина рассчитана на работу с противодействием в 18 атм, причем регулятор давления допускает установку давления в пределах от 15 до 21 атм. Выключение регулятора давления допускается только при условии работы приводимого турбиной генератора в параллель с мощной электрической сетью.

Длительная работа турбины с обеспечением номинальной мощности допускается при следующих отклонениях параметров пара от номинальных:

а) при одновременном изменении в любых сочетаниях давления свежего пара в пределах от 85 до 95 атм, температуры его — от 480°С до 505°С и сохранении противодействия равным 18 атм;

б) при изменении противодействия от 15 до 21 атм и номинальных параметрах свежего пара.

Данные о расходе пара турбиной с допуском в 5% приведены для номинальной мощности в табл. 9.

Таблица 9

Мощность на валах, кВт	К. п. л. генератора, %	Расход пара через клапан автоматического затвора турбины, т/час	Температура подогрева питательной воды, °С	Удельный расход пара, кг/кВт·ч
25 000	98,2	273,3	207	10,93

Приведенные данные действительны при следующих условиях:

а) параметры свежего пара перед клапаном автоматического затвора равны: 90 атм и 500°С;

б) давление в выхлопном патрубке турбины равно 18 атм;

в) турбина работает со включенным регенеративным подогревателем, причем расход питательной воды через подогреватель равен расходу свежего пара на турбину, а температура питательной воды перед входом в подогреватель равна 197°С;

г) общая длительность работы турбины с момента первоначального пуска не превышает 6500 часов, причем во время замера расхода пара турбина имеет чистую проточную часть.

На случай отклонения параметров пара и противодействия от номинальных заводом даются поправочные кривые для приведения действительного расхода пара к номинальным условиям (см. приложение 15).

§ 8. Характеристики регулирования турбин с противодействием типов ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4

При установившемся режиме работы и неизменном положении синхронизатора, номинальной нагрузке (25 000 кВт), начальных параметрах пара, лежащих в пределах от 87,5 до 92,5 атм и от 495°С до 505°С, измеренных перед клапаном автоматического затвора, и противодействием 18 атм:

а) неравномерность регулирования скорости составляет $4,25 \pm 0,75\%$ от номинального числа оборотов;

б) при сбросе нагрузки до нуля (с 25 000 кВт) и исходном нормальном числе обо-

от 15
вежогопуском
цности

блица 9

Удельный
расход
пара,
кг/квт

10,93

ы при

клапа-
ата и

турби

м реге-
расход
равен
емпера-
в подо-турбины
превы-
ра рас-
точнуюпара и
заводом
ведения
зальнымурбин
31-3гы и пе-
и, номин-
альных па-
87,5 до
ных пе-
а, и про-а скоро-
пальногопуля (с
исле обо-

ротов повышение числа оборотов не должно превышать 10% против нормального.

В случае сброса с номинальной нагрузки до нуля при тех же условиях повышение числа оборотов не приводит к срабатыванию регуляторов безопасности, установленных на выбывание при 11—12% сверх нормального числа оборотов, т. е. турбина остается на холостом ходу.

Приведенные данные о повышении числа оборотов имеют место только при соединении турбин с генераторами типов ТВ-25-2 и Т2-25-2.

Неравномерность регуляторов давления составляет $2,2 \pm 0,7$ кг/см².

§ 9. Турбина нормального давления типа АП-25-2

Общие данные. ЛМЗ выпустил значительное количество турбин нормального давления типа АП-25-2 (фиг. 8 — вкладка), построенных на базе широкой унификации ее узлов и деталей с турбинами высокого давления.

Турбина типа АП-25-2 является турбиной с регулируемым отбором пара для промышленных нужд и конденсации.

Турбина имеет один цилиндр. Проточная часть состоит из 15 ступеней. Часть высокого давления содержит одно оплопенечное колесо, являющееся регулирующей ступенью, и четыре ступени давления; часть низкого давления состоит из 10 ступеней давления, первая из которых является регулирующей.

Критическое число оборотов ротора турбины составляет около 1940 об/мин.

Турбина имеет в части высокого давления сопловое регулирование с четырьмя регулирующими клапанами. Сопловое регулирование части низкого давления осуществляется при помощи регулирующей диафрагмы, заменяющей четыре клапана.

Схема лабиринтовых уплотнений турбины осуществлена так же, как в турбинах серии высокого давления.

Турбина снабжена валоповоротным устройством, обеспечивающим пуск турбины в работу через любое время после остановки. Устройство вращает ротор со скоростью около 4 об/мин.

Регулирование, защита и масляная система. Турбина оборудована органами регулирования, защиты и масляной системой, общими и унифицированными с устройствами турбин серии высокого давления, перечисленными в § 2. Ниже приводятся данные,

относящиеся только к турбине типа АП-25-2. Регулятор давления допускает установку давления отбираемого пара в пределах от 8 до 13 ата. Неравномерность регулирования давления составляет около 1,2 кг/см².

Пусковой масляный турбопосос работает свежим паром давлением 29 ата и температурой 400°С с выпуском в атмосферу и развивает достаточную производительность для обеспечения смазки турбоагрегата при снижении давления свежего пара до 20 ата. Пуск и остановка псоса производится вручную.

Турбина снабжается двумя маслоохладителями, причем допускается попеременное отключение каждого из них для чистки при полной нагрузке турбины и температуре охлаждающей воды не выше 30°С.

Конденсационное и регенеративное устройство. Конденсационное устройство турбины однотипно с устройством турбин серии высокого давления мощностью 25 000 квт.

Эжекторы установки питаются свежим паром давлением 29 ата.

Регенеративная система турбины состоит из одного поверхностного подогревателя низкого давления, деаэратора атмосферного типа, служащего одновременно подогревателем низкого давления № 2, и подогревателей высокого давления № 3 и 4.

Мощность. Параметры пара и охлаждающей воды. Турбина имеет номинальную мощность 25 000 квт и рассчитана на работу свежим паром при параметрах 29 ата и 400°С, измеренных перед клапаном автоматического затвора. Количество охлаждающей воды составляет 5000 м³/час при температуре ее 20°С, измеренной перед входом в конденсатор.

Турбина имеет два нерегулируемых отбора пара для регенеративного подогрева питательной воды и один регулируемый отбор пара, служащий одновременно для снабжения паром внешнего теплового потребителя и для регенеративного подогрева питательной воды в системе установки.

Максимальный отбор пара из турбины для внешнего потребления составляет 150 т/час. Давление отбираемого из турбины пара может быть установлено вручную в пределах от 8 до 13 ата.

Не допускается работа турбины при давлении в камере отбора выше 13 ата, а также при включенном регуляторе давления, если давление в камере отбора ниже 8 ата.

Турбина допускает при режиме работы с регулируемым отбором пара перегрузку до 30 000 кВт при следующих условиях:

а) свежий пар и охлаждающая вода имеют номинальные параметры;

б) система регенерации полностью включена, и количество воды, подогреваемой в последнем (по ходу питательной воды) подогревателе, равно расходу свежего пара на турбину;

в) максимальное количество пара регулируемого давления для внешнего потребления при этом снижается:

до 140 т/час при давлении пара в камере отбора турбины 8 ата
до 130 т/час при давлении пара в камере отбора турбины 10 " "
до 115 т/час при давлении пара в камере отбора турбины 13 "

г) температура возвращенного конденсата пара регулируемого отбора равна 100°С перед входом в деаэрактор;

д) генератор допускает перегрузку до 30 000 кВт (см. ГОСТ 535-51).

Турбина может длительно работать при номинальной мощности при следующих отклонениях начальных параметров свежего пара и охлаждающей воды:

а) при одновременных изменениях давления пара от 27,5 до 31 ата и температуры от 385 до 410°С при температуре охлаждающей воды не выше 20°С;

б) при повышении температуры охлаждающей воды перед входом в конденсатор до 33°С и расходе воды 5000 м³/час, если параметры свежего пара не ниже номинальных.

Предельными параметрами свежего пара являются 32 ата и 425°С, при одновременном достижении которых разрешается непрерывная работа не более получаса и общая продолжительность в год не более 20 часов.

Максимальная пропускная способность части высокого давления турбины при номинальных параметрах пара составляет около 260 т/час, а максимальная пропускная способность части низкого давления составляет при 13 ата в камере отбора около 120 т/час.

Минимальный пропуск пара в часть низкого давления (в 6-ю ступень) составляет около 20 т/час при давлении пара в камере отбора, равном 13 ата, и соответственно уменьшается при понижении давления в камере.

Зависимость между электрической мощностью и количеством отбираемого пара определяется диаграммой режимов с соответствующими поправками на отклонение параметров пара и воды (см. приложение 15).

Характерные режимы работы турбины. В табл. 10 приводятся удельные расходы пара с допуском 5% для нескольких режимов работы турбины, действительные при соблюдении следующих условий:

а) параметры свежего пара перед клапаном автоматического затвора и охлаждающей воды перед входом в конденсатор равны номинальным, причем расход охлаждающей воды составляет 5000 м³/час;

б) тепловая схема турбоустановки выполнена по схеме завода (см. фиг. 149);

в) система регенерации полностью включена, причем расход питательной воды через подогреватели высокого давления № 3 и 4 равен расходу свежего пара на турбину;

г) конденсат пара регулируемого отбора подается в деаэрактор при температуре 100°С;

д) давление в камере регулируемого отбора составляет 13 ата;

е) воздушная плотность вакуумной системы при нагрузке 25 000 кВт и отключенных эжекторах характеризуется падением вакуума не более 2 мм рт. ст. в минуту;

ж) проточная часть турбины и трубки конденсатора чистые, а общая длительность работы турбины не превышает 6500 часов.

При отклонении параметров свежего пара и воды от номинальных замеренная мощность на зажимах генератора приводится к номинальным условиям по поправочным кривым (см. приложение 15).

Характеристики системы регулирования и масляной системы. Эти характеристики аналогичны соответствующим характеристикам турбин высокого давления; они действительны при питании турбины свежим паром давлением 29 ± 1 ата и температурой $400 \pm 10^\circ\text{C}$.

Таблица 10

Характерные режимы турбоустановки АП-25-2

Мощность на эжекторах генератора, кВт	Количество отбираемого пара при давлении 13 ата, т/час	К. п. д. генератора, %	Удельный расход пара, кг/кВт·ч	Температура питательной воды за последним подогревателем, °С
25 000	150	98,2	10,72	178
25 000	100	98,2	8,88	(для всех режимов)
20 000	100	98,1	10,08	
15 000	100	98,1	11,82	
25 000	0	98,2	5,46	

Примечание. В приведенные значения расхода не включен расход пара на эжекторы.

Глава вторая

УСТАНОВКА И КРЕПЛЕНИЕ ЦИЛИНДРОВ И ПОДШИПНИКОВ НА ФУНДАМЕНТЕ

§ 10. Установка цилиндров и подшипников

Установка цилиндров и подшипников турбин на фундаменте показана на фиг. 9. На фиг. 9, а изображен контур одноцилиндровых конденсационных турбин, на фиг. 9, б - турбины ВК-100-2.

В конденсационных турбинах выпускная часть (выхлопной патрубок) со стороны генератора опирается на поперечную фундаментную раму. Кроме того, выпускные части цилиндров этих турбин имеют с обеих сторон дополнительные опорные лапы, расположенные вблизи фланца, соединяющего среднюю и выпускную часть цилиндра. Эти лапы опираются также на фундаментные рамы. Цилиндр низкого давления турбины ВК-100-2, представляющий собой двоякую выпускную часть турбины ВК-50-1 (с дополнительной промежуточной частью), имеет, как это видно на фиг. 9, б две поперечные фундаментные рамы 10 и 11 и четыре боковых лапы 9.

Часть высокого давления одноцилиндровых турбин опирается с помощью лап, являющихся продолжением нижнего фланца горизонтального разреза на боковые приливы корпуса передней подшипники. Цилиндр высокого давления двухцилиндровой турбины ВК-100-2 имеет кроме передних лап - задние, являющиеся продолжением фланца горизонтального разреза задней (чугунной) части цилиндра высокого давления. Эти лапы опираются на корпус подшипника, который выполнен совместно со сварной передней выпускной частью цилиндра низкого давления.

С помощью задних лап аналогичной конструкции на корпус задних подшипников опираются цилиндры турбины типа ВР-25-31 и ВР-25-18.

Фундаментные рамы цилиндров и корпусов подшипников после центровки турбины на монтаже закрепляются с помощью анкерных болтов на верхнем каркасе фундамента, а затем они заливаются бетоном.

Система продольных, поперечных и вертикальных шпонок между цилиндрами, фундаментными рамами и корпусами подшипников, показанная на фиг. 9, обеспечивает при работе турбины необходимое взаимное положение цилиндров и корпусов подшипников между собой

и беспрепятственность их тепловых расширений.

Достигается это следующим образом.

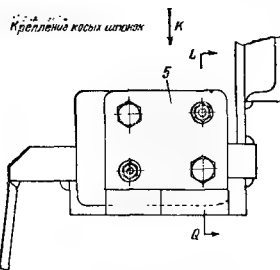
На поперечной фундаментной раме 10 одноцилиндровых конденсационных турбин имеется одна продольная (по оси цилиндра) и две боковые поперечные шпонки. Пересечение осей продольной и боковых шпонок образует неподвижную точку турбины 7 («фиксункт»). Поперечные расширения выпускной части турбины могут при такой системе шпонок происходить беспрепятственно, симметрично в обе стороны от продольной шпонки задней рамы.

Между боковыми лапами выпускных частей одноцилиндровых конденсационных турбин и соответствующими фундаментными рамами имеются направляющие косые шпонки; направления поверхности скольжения этих косых шпонок пересекаются в неподвижной точке турбины.

Выпускная часть двухцилиндровой турбины ВК-100-2 имеет на задней и передней поперечных рамах только продольные шпонки (по оси цилиндра), а поперечные шпонки расположены между боковыми лапами передней выпускной части и соответствующими фундаментными рамами. Поэтому неподвижная точка 7 цилиндра низкого давления этой турбины, как видно из фиг. 9, б, расположена приблизительно по середине цилиндра, а передняя и задняя выпускные части, направляемые продольными шпонками, могут под действием тепловых расширений перемещаться по поперечным рамам 10 и 11.

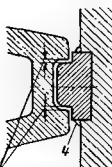
Неподвижная точка турбины типа ВР-25-31 и ВР-25-18 расположена между корпусом заднего подшипника и его фундаментной рамой. Она также образована пересечением осей двух продольных и двух боковых поперечных шпонок, которые имеются между фундаментной рамой и подошвой корпуса заднего подшипника.

Передние и задние лапы цилиндров высокого давления и цилиндров турбин ВР-25 31 и ВР-25-18 опираются на поперечные шпонки, лежащие на боковых приливах корпусов подшипников (см. детали А и Б, фиг. 9). Кроме того, между корпусами подшипников и цилиндра имеются вертикальные шпонки (сечения DD и CC).

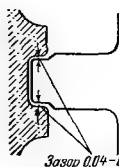


Сеч.по СС

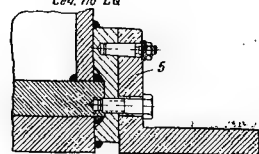
Сеч. по LQ



Зазор 0,04-0,05
с каждой стороны

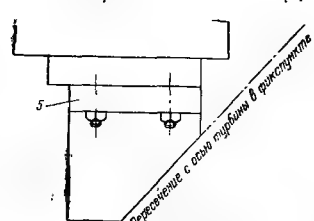
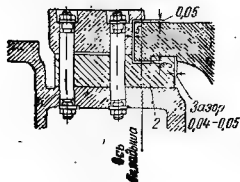


с каждой стороны

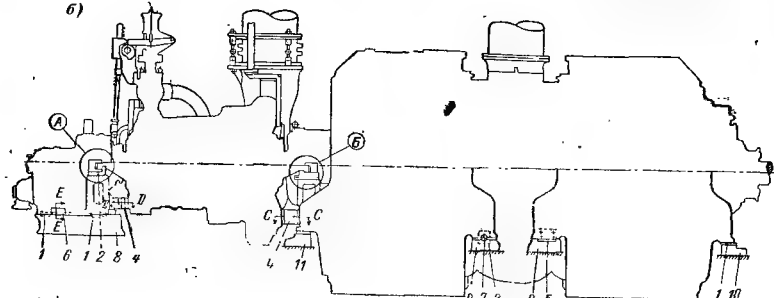


Деталь Б - поперечные шпонки на среднем подшипнике турбины

Вид по стрелке К

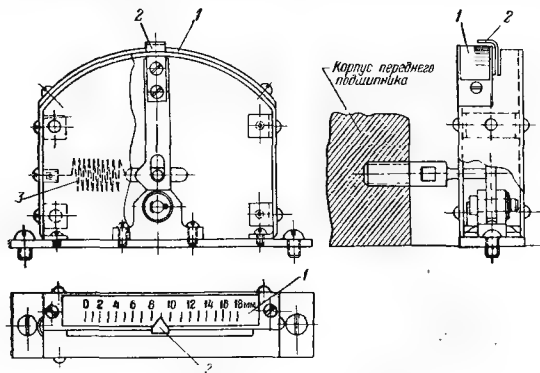


Разделение с осью турбины в фиксированном

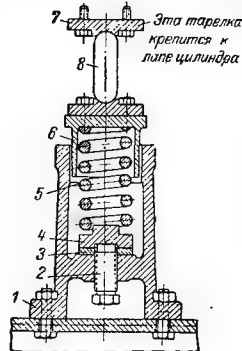


Вертикальные шпонки препятствуют боковым перемещениям цилиндров относительно корпусов подшипников, а поперечные шпонки под лапами обеспечивают сохранение постоянного осевого расстояния между цилиндрами и подшипниками. Между передними подшипниками и их фундаментными рамами по оси турбины имеются две продольные шпонки 1, направляющие перемещение (скольжение) корпусов под-

и корпусами подшипников пересекаются в точке, лежащей почти на оси турбины (несколько ниже оси), то, несмотря на наличие значительных тепловых расширений цилиндров высокого давления, оси цилиндров и корпусов подшипников при работе турбины практически не смещаются. В действительности поверхность скольжения поперечных лап расположена несколько ниже оси цилиндра, ввиду чего ось



Фиг. 10. Указатель расширения турбины
1 — корпус осе шкелей; 2 — стрелка; 3 — пружина



Фиг. 11. Амортизатор
1 — колонка; 2 — винт; 3 — подклад; 4 — тарелка пружины; 5 — пружина; 6 — стяжка; 7 — опорная тарелка; 8 — скобка

шипников по рамам при тепловых расширениях цилиндров турбин. Кроме того, для предотвращения «опрокидывания» корпуса подшипника под действием момента сил, который может образоваться при появлении значительного трения между подшовой подшипника и рамой, по обе стороны корпуса подшипника имеются угловые шпонки — «диванчики» препятствующие отставанию подшипника от рамы (см. сечение *EE*).

Таким образом, поскольку оси вертикальных и поперечных шпонок между цилиндрами

цилиндра во время работы турбины смещается незначительно относительно оси подшипника в вертикальном направлении за счет теплового расширения шпонок и лап. Однако это смещение оси цилиндра компенсируется подъемом ротора на масляном клине.

Во всех турбинах высокого давления и в турбине АП-25-2 имеется лишь одна неподвижная точка. Поэтому корпусы подшипников (за исключением заднего подшипника одноцилиндровых турбин) при работе турбины перемещаются в продольном направлении. Лапы цилиндров, лежащие на поперечных шпонках, перемещаются в направлении, перпендикулярном оси турбины, симметрично в обе стороны от оси вертикальных шпонок, пересекающейся с осью турбины. Что касается вертикальных шпонок, то паз этого соединения, связанный с цилиндром, при работе турбины перемещается вниз относительно выступа (правой

Фиг. 9. Схема крепления на фундаменте цилиндров и подшипников турбин:

а — одноцилиндровая турбина; б — двухцилиндровая турбина
1 — продольные шпонки; 2 — поперечные шпонки под лапами цилиндров; 3 — поперечные шпонки между цилиндром и фундаментной рамой; 4 — вертикальные шпонки; 5 — косые шпонки; 6 — диванчики (угловые шпонки), крепящие корпус переднего подшипника к раме; 7 — фиксатор (неподвижно закрепленная точка турбины); 8 — фундаментная рама среднего подшипника; 9 — фундаментные рамы цилиндра высокого давления; 10 — задняя фундаментная рама между турбиной и генератором; 11 — передняя поперечная фундаментная рама

части соединения, показанного на сечениях DD и CC).

Для предотвращения вибрации турбины необходимо при сборке ее обратить внимание на то, чтобы корпуса подшипников и цилиндры плотно прилегали к фундаментным рамам. Правильность прилегания должна быть проверена по краске. Скользящие опорные поверхности должны быть перед установкой натерты серебряным графитом.

При эксплуатации турбины необходимо следить за тем, чтобы все продольные и поперечные тепловые расширения происходили беспрепятственно и чтобы они были одинаковы по обе стороны от оси турбины (т. е. чтобы не происходило искривления или «излома» оси агрегата).

Для наблюдения за беспрепятственностью тепловых расширений турбины во время пуска и при изменениях нагрузки, на передней фундаментной раме установлен указатель расширения цилиндра (фиг. 10). Кроме того, на лапах цилиндров и корпусах подшипников имеются пальцы для замера поперечных расширений. Правильность и симметричность расширений указывают на свободу перемещений и сохранение центровки турбины.

Цилиндр высокого давления турбины ВК-100-2 для разгрузки лап имеет пружинный амортизатор (фиг. 11), расположенный с левой стороны (если смотреть со стороны паровпуска). Необходимость амортизатора вызывается тем, что лапы с левой стороны цилиндра испытывают дополнительную нагрузку от реактивного момента, воздействующего на цилиндр в направлении, обратном вращению ротора (ротор вращается по часовой стрелке). Натяжением пружины амортизатора на 25 мм часть реактивной силы передается непосредственно на фундамент.

При установке амортизатора не допускается увеличение натяга пружины сверх 25 мм во избежание отрыва лап от опоры (поперечных шпонок).

§ 11. Тепловая изоляция

Горячие части цилиндров покрываются тепловой изоляцией, которая вместе с металлической наружной обшивкой имеет целью не только уменьшить потери от теплового излучения и защитить обслуживающий персонал от ожогов, но и предохранить горячие части от местных охлаждений или неравномерного прогрева при пусах и изменениях нагрузки.

В случае плохой изоляции цилиндров, клапанных коробок, фланцевых соединений и других горячих частей может возникнуть ряд неполадок при пуске и во время эксплуатации турбины.

Неодинаковая температура сверху и внизу цилиндра вызывает его коробление, связанное с опасностью задевания вращающихся и неподвижных частей в уплотнениях. Поэтому надлежит обращать внимание на то, чтобы изоляция цилиндров сверху и внизу была одинаково доброкачественна. При доброкачественной изоляции цилиндра разница температур сверху и внизу его не более 30–35° С. Большая разница температур между стенками цилиндров и фланцами и между фланцами и скрепляющими их болтами может стать причиной пропаривания фланцевых соединений и повреждения болтов вследствие появления в них больших температурных напряжений. Поэтому изоляция должна покрывать не только стенки цилиндров, клапанных коробок и труб, но и все фланцевые соединения, включая выступающие части болтов и шпилек.

Наконец доброкачественная изоляция уменьшает разницу температур между ротором и цилиндром при пусах турбины, вызывающую различные тепловые удлинения цилиндра и ротора. Наличие разницы удлинений цилиндра и ротора связано с уменьшением осевых зазоров в заднем концевом уплотнении, что ограничивает скорость пуска турбин, так как заставляет вести прогрев на малых оборотах до тех пор, пока разница удлинений ротора и цилиндра не станет минимальной.

Таким образом, доброкачественная изоляция повышает надежность эксплуатации и позволяет сократить время пуска турбин.

Изоляция должна быть нанесена на горячие части турбины еще до первого пуска во время предшествующего ему прогрева.

Изоляцию, повреждаемую при ревизиях турбины, необходимо восстанавливать также при первом пуске после ревизии.

Наружная обшивка из вороненой листовой стали предназначена не только для придания машине красивого вида, но и для предохранения изоляции от разрушения. Кроме того, для предотвращения загораний масла поверх обычной, мягкой изоляции паропроводов свежего пара и паропроводов отборов следует также накладывать металлическую обшивку в тех местах, где на горячие трубы может попасть масло в случае неплотностей или повреждений маслопроводов турбины.

Глава третья

НЕКОТОРЫЕ СВЕДЕНИЯ О МОНТАЖЕ ТУРБИН ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ

§ 12. Общие указания по установке цилиндров и подшипников

Монтаж и сборка турбин высокого давления ЛМЗ, не отличающаяся принципиально от соответствующих работ для турбин нормальных параметров, должны проводиться с особой тщательностью для того, чтобы сделать надежную работу турбины, несмотря на небольшую величину зазоров в проточной части и в уплотнениях.

Монтажные работы разделяются на следующие основные операции:

1) предварительная установка цилиндров и подшипников по уровню и струне;

2) установка роторов по расточкам под уплотнения;

3) окончательная установка цилиндров и подшипников совместно с роторами таким образом, чтобы обеспечить правильную центровку роторов по муфтам;

4) центровка диафрагм и обойм по отношению к ротору;

5) установка и сборка деталей регулирования и масляной системы, а также органов перераспределения;

6) сборка и установка различных вспомогательных устройств и трубопроводов.

При производстве монтажных работ допустимы отступления от указанной последовательности, но в основном почти все монтажные работы предусмотрены в этом перечне.

Для правильного монтажа и сборки турбины необходимо, чтобы были соблюдены следующие условия:

а) Оси расточек цилиндров и подшипников в плане должны образовывать одну общую прямую линию, без изломов, причем ось статора генератора должна быть продолжением этой линии.

Соответствующая предварительная установка цилиндров достигается при «центровке по струне». Выполняется эта работа следующим образом. Прочная стальная проволока укрепляется за пределами крайних подшипников турбогенератора на жестких стойках на высоте оси агрегата (920 мм от верхней плоскости фундаментных рам). Проволока натягивается с максимальным усилием, допускаемым ее прочностью, с тем, чтобы ее провес был

минимальным. По натянутой проволоке устанавливаются цилиндры и корпусы подшипников так, чтобы проволока заняла центральное положение в расточках под уплотнения цилиндров и в расточках под маслязащитные кольца подшипников.

Замер положения проволоки в расточках цилиндров и подшипников производится с помощью штихмаса. Допуски на точность установки цилиндров и подшипников по струне даны в приложении 3.

б) Оси расточки цилиндров и подшипников в вертикальной плоскости, включая ось статора генератора, должны образовывать плавную изогнутую линию, приближающуюся к линии естественного провеса роторов, установленных таким образом, чтобы торцевые плоскости подлежащих соединению муфт были между собой параллельны.

Соответствующая предварительная установка цилиндров достигается с помощью установки фундаментных рам на временных прокладках. Требуемые наклоны осей цилиндров и корпусов подшипников для различных турбин высокого давления приведены в приложении 3, где указаны также места установки линеек, на которые кладется ватерпас, используемый для замера уклонов цилиндров и корпусов подшипников. Замена временных прокладок на постоянные (которые должны иметь призматическую форму с очень незначительной клиновидностью для удобства заводки на место) производится после центровки роторов по муфтам. Центровка по муфтам является окончательной и определяющей взаимное положение цилиндров и подшипников турбины и генератора как в плане, так и в вертикальной плоскости.

Однако перед центровкой по муфтам необходимо, чтобы роторы занимали правильное положение в расточках под уплотнения цилиндра и, кроме того, чтобы взаимное положение корпусов подшипников и цилиндров (определяемое вертикальными шпонками) допускало выворачивание без выемки ротора из цилиндра нижних половин вкладышей в обе стороны. Эти требования означают, что ротор должен занимать центральное положение в расточках под уплотнения и под вкладыши с отклонением порядка 0,1 мм.

§ 13. Особенности установки и сборки цилиндра одноцилиндровых турбин

В одноцилиндровых турбинах ЛМЗ цилиндры состоят из трех частей: части высокого давления, выпускного патрубка и промежуточной — средней части, каждая из которых доставляется на монтажную площадку отдельно.

Сборка начинается с нижней половины цилиндра, предварительно укладываемой на фундаментные рамы, устанавливаемые горизонтально и на одной высоте, что проверяется уровнем, располагаемым на самих рамах и на линейке, лежащей своими концами поочередно на любых двух рамах.

При сбалчивании выпускной части со средней и средней части с передней частью цилиндра должны быть проведены следующие проверки:

а) до сбалчивания необходимо убедиться в плотности посадки в отверстия установочных болтов, которые фиксируют на вертикальных фланцах взаимное положение частей цилиндра по высоте;

б) после сбалчивания проверить по плоскости горизонтального разреза в местах стыка вертикальных фланцев величину превышения или занижения одной части цилиндра по отношению к другой;

в) при сбалчивании верхней половины цилиндра указанные в предыдущем пункте отклонения фланца горизонтального разреза от плоскости должны соответствовать отклонениям фланца нижней половины цилиндра с тем, чтобы после наложения верхней половины на нижнюю в местах стыка вертикальных фланцев не образовывалось зазора.

Для правильной сборки вертикального стыка верхней половины цилиндра рекомендуется применить следующий прием. На собранную и выверенную нижнюю половину цилиндра устанавливаются части верхней половины таким образом, чтобы по горизонтальному разрезу не было зазора. После этого части верхней половины цилиндра притягиваются к нижней половине несколькими шпильками, а затем сбалчивается вертикальный стык между частями верхней половины цилиндра. При этом необходимо следить, чтобы были плотно установлены контрольные штифты, фиксирующие правильное взаимное положение нижней и верхней половин цилиндра, так как в противном случае может оказаться, что расточки под обоймы и уплотнения в верхней и нижней половинах не совпадают;

г) в случае, если ступенек в местах стыка вертикальных фланцев нет, но прилегание верхней половины к нижней по горизонтальному фланцу недостаточно удовлетворительно, убедиться, что незначительная обтяжка нескольких шпилек по горизонтальному разряду обеспечивает безукоризненную плотность горизонтального фланца.

Сборочные и контрольные операции при установке цилиндра на рамах и на переднем подшипнике выполняются в следующем порядке.

1. Установить выпускную часть цилиндра, сболченную со средней частью, на задние и боковые рамы. Выверить цилиндр в поперечном и продольном направлениях с помощью линейки и ватерпаса, причем уклон в поперечном направлении должен быть минимальным.

2. Установить корпус подшипника при снятых поперечных шпонках на раму, после чего подвести краном часть высокого давления цилиндра и присоединить ее болтами около разреза (по два болта с каждой стороны), оставив зазор 0,1—0,2 мм в стыке. Переднюю часть цилиндра высокого давления опереть на домкраты.

3. Установить на корпус переднего подшипника поперечные шпонки и, изменяя толщину временных прокладок под передней фундаментной рамой, подвести корпус подшипника под передние лапы цилиндра таким образом, чтобы при лапах, опертых на поперечные шпонки, вертикальный фланец между частью высокого и среднего давлений оказался «раскрытым» внизу на 0,15—0,20 мм больше, чем у плоскости горизонтального разреза. Этим будет достигнуто после затяжки вертикального фланца правильное распределение нагрузки на задние и боковые рамы и поперечные шпонки переднего подшипника.

В этом положении произвести выверку в продольном и поперечном направлениях цилиндра и корпуса подшипника по ватерпасу, произвести замеры при расположении линейки согласно приложению 3.

4. Закрепить болтами рамы, снять поперечные шпонки, поднять часть высокого давления цилиндра, смазать вертикальный стык мастикой, после чего поставить шпонки и произвести окончательное соединение части высокого давления со средней частью цилиндра.

5. Проверить окончательно по ватерпасу и струне положение цилиндров и подшипника, после чего замеренные величины занести в формуляр.

Если монтаж турбины ведется без линейки, то установка цилиндров и подшипников может быть произведена в соответствии с заводским формуляром, содержащим показания ватерпаса, поставленного непосредственно на разъемы цилиндра и корпуса подшипника. Проверка установки цилиндров и корпусов подшипников производится по показаниям ватерпаса, лежащего на шейках ротора, установленного центрально по расточкам уплотнений. Шейки предварительно проверяются на копунность микрометрической скобой.

§ 14. Особенности установки и сборки цилиндра низкого давления турбины ВК-100-2

Цилиндр низкого давления (ЦНД) турбины ВК-100-2 состоит из трех частей — двух выпускных и одной средней.

Перед сбаличиванием трех частей нижней половины цилиндра, которое производится одновременно с установкой ЦНД на фундаментные рамы, необходимо произвести следующие работы.

1. Установить выпускные части горизонтально на одинаковой высоте на фундаментные рамы, поставленные на временные прокладки.

2. Вывернуть шпильки вертикального стыка выпускных частей цилиндра и средней части.

3. Намазать вертикальные фланцы мастики, завести среднюю часть между выпускными, завернуть шпильки, не затягивая их окончательно.

4. С помощью крана подтянуть среднюю часть ЦНД до совпадения плоскостей горизонтального разреза средней части и выпускных частей, затем сболбить вертикальные фланцы.

5. Установить цилиндр по ватерпасу в продольном направлении так, чтобы подъем был в пределах от 0,0 до 3,5 делений в сторону ЦВД. При определении уклона линейка устанавливается над расточками уплотнений выпускных частей. В поперечном направлении цилиндр должен быть установлен с минимально возможным уклоном.

6. Определить отдельно уклоны каждой из выпускных частей, устанавливая линейку поочередно над расточкой для второго вкладыша (задняя опора ротора высокого давления) и третьим уплотнением (передним уплотнением ротора низкого давления), а затем над расточками для пятого вкладыша (вкладыш генератора) и четвертым уплотнением (заднее уплотнение ротора низкого давления).

Для достижения требуемых уклонов выпускных частей опускаются средние разъемы ци-

линдра, причем одновременно производится проверка уклона цилиндра по расточкам для уплотнений (см. п. 5).

7. Произвести установку средних рам таким образом, чтобы уклоны выпускных частей, замеренные согласно п. 6, составляли по передней выпускной части 3,5—7,0 делений (с точностью до одного деления) в сторону ЦВД, а по задней выпускной части от 3,5 до 0,00 делений (с точностью до одного деления) в сторону генератора.

8. Проверить плотность прилегания опорных поверхностей цилиндра к фундаментным рамам по всей их плоскости. После этого произвести контрольную проверку установки цилиндра согласно приложению 3.

§ 15. Определение несовпадения осей расточек и плоскостей горизонтального разреза

При установке цилиндров по струне и уровню, а также в последующем — при установке роторов по расточкам для уплотнений, необходимо учесть несовпадение расточек подшипников и цилиндров с плоскостью горизонтального разреза, которое может иметь место в результате неточностей изготовления. Величина несовпадения должна быть набита на плоскости разреза возле расточек под уплотнения и вкладыши.

Эта величина несовпадения осей расточек и плоскостей горизонтального разреза может быть найдена, как показано на фиг. 12, а и б.

На поверхности разреза цилиндров поперек расточек для уплотнения ставятся призмы. Затем штангасом измеряются вертикальные расстояния B_1 , H_1 и B_2 , H_2 соответственно для верхней и нижней половин цилиндра.

Расстояния между геометрической осью расточек и плоскостью разреза будут в примере, изображенном на фиг. 12, равны:

со стороны выпуска пара

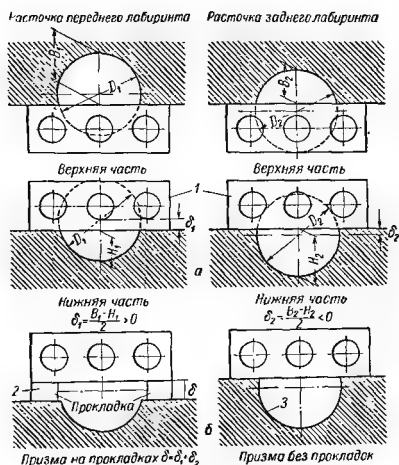
$$\delta_1 = \frac{B_1 - H_1}{2},$$

со стороны выпуска пара

$$\delta_2 = \frac{B_2 - H_2}{2}.$$

Если полуразность получается отрицательной, это показывает, что ось расточки лежит ниже плоскости разреза, а если положительной, то наоборот.

Проверив указанным способом величину отклонения геометрической оси от плоскости



Фиг. 12. Расположение центровочных призм при центровке цилиндра

1 — центровочные призмы; 2 — прокладки; 3 — расточка в цилиндре для лабиринтового уплотнения

разъема, в дальнейшем при установке цилиндров по уровню линейку кладут на призмы, лежащие поперек расточек под уплотнения, причем предварительно под одну из призм устанавливают прокладки с тем, чтобы верхние плоскости призм были на одной высоте по отношению к геометрической оси расточек.

§ 16. Центровка роторов по расточкам для уплотнений

После того как центровка по струне произведена и подшипники и цилиндры предварительно установлены под необходимыми углами к горизонту, в турбину закладываются роторы для их центровки по расточкам для уплотнений. Подбором соответствующих подкладок под опорные подушки вкладышей ротор устанавливается концентрично по отношению к расточкам для уплотнений цилиндра. Проверка концентричности производится с помощью штихмаса.

После возможного обжатия прокладок вкладышей и тепловое расширение цилиндра, в монтажной практике

принято несколько (на 0,05—0,1 мм) завышать положение ротора по отношению к оси расточек для уплотнения.

Соответствующие указания, так же как и допуски на центровку валов по расточкам, приведены в приложении 3.

Устанавливая ротор центрально по расточкам для уплотнений цилиндра, необходимо обратить внимание на то, чтобы он одновременно оказался в центральном положении по отношению к расточкам под вкладыши в корпусах подшипников (с допуском порядка 0,1 мм), так как в противном случае окажется невозможным вывернуть для осмотра вкладыши при наличии ротора (слегка приподнятого в пределах зазора в уплотнениях).

§ 17. Установка диафрагм и обойм

После установки цилиндра на фундаменте можно установить диафрагмы и их обоймы, подгоняя их опорные части таким образом, чтобы оси расточек под уплотнения диафрагм оказались несколько ниже по отношению к осям расточек под концевые уплотнения цилиндра.

Этим учитывается то обстоятельство, что во всех одноцилиндровых турбинах высокого давления ротор гибкий и имеет, следовательно, повышенный прогиб. То же относится к ротору низкого давления турбины ВК-100-2.

Центровка диафрагм может быть выполнена в два приема: предварительно — по отношению к струне, установленной по концевым расточкам для уплотнений цилиндра, и окончательно — по отношению к ротору, который устанавливается перед этим правильно по отношению к тем же концевым расточкам цилиндра.

Для центровки по струне применяется штихмас. Им же пользуются для замера у разъема расстояния от расточек для уплотнения диафрагм до поверхности ротора. Расстояние же от расточек диафрагм до нижней точки поверхности ротора определяется с помощью обжатия свинцовых кубиков.

При центровке обойм и диафрагм должно быть учтено возможное изменение положения диафрагм в цилиндре после сбаличивания верхней и нижней половин цилиндра. Поэтому рекомендуется окончательную проверку центровки диафрагм производить при приближенной обкатке болтами крышке при помощи обжатия ротором свинцовых кубиков, установленных в расточки для уплотнения диафрагм.

§ 18. Центровка по муфтам

Заключительной центровкой является центровка роторов по муфтам. При этой центровке роторы турбины и генератора устанавливаются таким образом, чтобы их оси образовали одну непрерывную упругую линию. В этом случае уклоны смежных с муфтами шеек роторов должны быть одинаковыми, а торцевые поверхности муфт параллельны и концентричны; уклоны смежных с муфтами шеек роторов должны быть одинаковыми (при условии отсутствия конусности шеек), а торцевые поверхности муфт параллельны и концентричны (при условии отсутствия «боя» этих поверхностей).

При центровке по муфтам оба ротора должны поворачиваться одновременно и на один и тот же угол. При таком методе некоторый возможный перекося плоскостей полумуфт не скажется на результатах центровки.

Допуски на отклонение от параллельности и концентричности подлежащих соединению муфт указаны в приложении 3.

Так как перемещение роторов в расточках для подшипников путем изменения толщины прокладок под опорными подушками вкладышей приводит к изменению зазоров в лабирин-

товых уплотнениях, то подобная регулировка положения ротора при центровке может быть допущена лишь в самых ограниченных пределах, которые соответствуют допустимым отклонениям в зазорах лабиринтовых уплотнений. Вне этих пределов регулировка производится путем изменения толщины прокладок под фундаментными рамами или лапами цилиндра, т. е. в этом случае цилиндр и ротор сдвигаются совместно, обеспечивая сохранение установленных ранее зазоров в лабиринтовых уплотнениях.

После замены временных прокладок под фундаментными рамами на постоянные и закрытия цилиндра производится контрольная проверка центровки по муфтам в условиях передачи на подшипники и рамы полного веса всех частей турбины для обнаружения возможной осадки фундаментных рам на прокладках или самого фундамента.

В приложении 3 даны соответствующие окончательной центровке пределы нормальных уклонов роторов, цилиндров и стоек подшипников для турбин разных типов в градусах по ватерпасу «Геологоразведки». Один градус — одно деление шкалы этого ватерпаса соответствует уклону в 0,1 мм на 1 м.

Глава четвертая

ПОДШИПНИКИ

§ 19. Опорные подшипники

В описываемой серии турбин ЛМЗ применяются два типа опорных подшипников (вкладышей):

- 1) обычные опорные подшипники;
- 2) комбинированные опорно-упорные подшипники (см. § 20).

Перечень типоразмеров и место применения различных опорных подшипников в турбинах серии высокого давления указаны в табл. 11.

Типовая конструкция обычного опорного подшипника показана на фиг. 13. Чугунный с баббитовой заливкой подшипник состоит из двух половин, связанных между собой болтами и «замком», препятствующим поперечному перемещению верхней половины подшипника относительно нижней.

Вкладыш удерживается от вращения и сдвига в продольном направлении (по оси) стальной пластиной 7, вложенной в специальное гнездо в корпусе подшипника.

Подшипники предназначены для работы исключительно в условиях жидкостного трения.

Масло для смазки и охлаждения подается под давлением 0,4–0,5 атм при температуре 40–45°С через нижнюю половину подшипника около горизонтального разреза так, чтобы захватное вращением вала, оно сначала прошло между валом и верхней половиной и затем между валом и нижней половиной вкладыша. В нижней половине вкладыша на поверхности баббита не допускаются верховности или канавки.

В верхней половине подшипника для уменьшения потерь трения и облегчения циркуляции масла сделано углубление, расширяющееся с обеих сторон у разреза для того, чтобы обеспечить распределение масла по всей длине подшипника.

Масло вытекает с обеих торцов подшипника через зазоры вокруг шейки ротора, собирается в корпусе подшипника и возвращается в масляный бак по сливному маслосоводу.

Таблица 11

Типоразмеры и место применения опорных подшипников турбин новой серии

Тип подшипника	Диаметр опорной части, мм	Длина опорной части, мм	Место применения
Опорно-упорный	300	240	Передняя опора роторов турбин ВК-50-1, ВТ-25-2, ВПТ-25-3, ВК-25-4, АП-25-2, ВР-25 и ротора в. д. турбин ВК-100-2
	360	290	Передняя опора ротора в. д. турбины ВК-100-2
Опорный	325	260	Задняя опора роторов турбин ВТ-25-4, ВПТ-25-3, ВК-25-4, АП-25-2 и ВР-25
	360	290	Задняя опора ротора турбины ВК-50-1 и роторов в. д. и н. д. турбины ВК-100
	280	370	Передние подшипники роторов генераторов мощностью 25 000 кет
	300	420	То же, 50 000 кет
	350	500	» 100 000 »

Со стороны подшипника, обращенной к цилиндру, расположено уплотнение для предотвращения выбивания масла из корпуса подшипника.

У опорных подшипников, расположенных возле гибких муфт, нуждающихся в подводе смазки, у разбега подшипника со стороны муфты делается сквозная небольшая канавка для того, чтобы струя выходящего из нее масла попадала в специальную захватывающую выточку на торце муфты (фиг. 18).

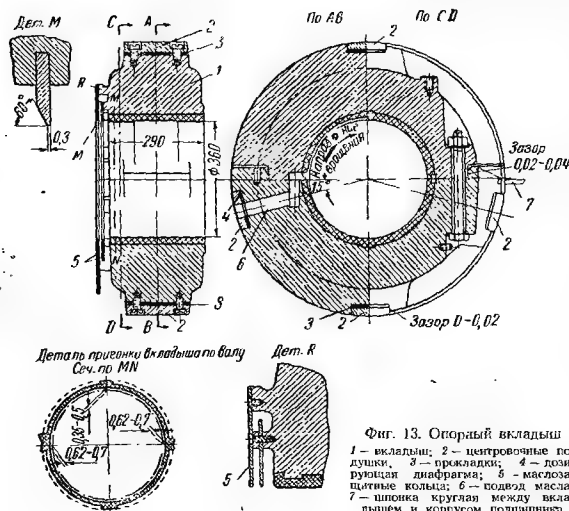
Количество подаваемого на подшипник масла дозируется с помощью отверстия в диафрагме 4 таким образом, чтобы нагрев его (разница между температурой выходящего и поступающего масла) не превышал 12—15° С.

Диафрагма располагается под установочной подушкой 2 вкладыша. При сборке следует обращать внимание на то, чтобы отверстие диафрагмы не было перекрыто прокладками 3 (см. ниже).

Для правильной радиальной установки вкладыша в расточке корпуса подшипника (и тем самым — для центровки вала в радиальном направлении) служат четыре установочных подушки 2 (три в нижней половине вкладыша, одна в верхней). Между подушками и вкладышем прокладываются тонкие стальные прокладки 3, подбором которых и достигается необходимое радиальное положение вкладыша. Не допускается применение большого числа тонких прокладок, а также прокладок не из стали.

Если во время центровок под подушки было положено несколько прокладок, то перед закрытием подшипника пакет прокладок заменится двумя-тремя прокладками той же общей толщины, причем наиболее тонкая прокладка не должна быть менее 0,5 мм.

Требования относительно материала, количества и толщины прокладок объясняются тем, что в случае вибрации ротора прокладки могут сплюснуться, разорваться и выпастить из-под подушек или же, переместив-



Фиг. 13. Опорный вкладыш

1 — вкладыш; 2 — центровочные подушки; 3 — прокладки; 4 — дозирующая диафрагма; 5 — маслосъемные кольца; 6 — подвод масла; 7 — шпонка круглая между вкладышем и корпусом подшипника

шись, перекрыть отверстие для подвода масла в диафрагме.

Вкладыш должен быть плотно пригнан к расточке корпуса подшипника. Для этого необходимо, чтобы три подушки нижней половины вкладыша одновременно касались расточки корпуса подшипника, а подушка верхней половины была прижата крышкой корпуса подшипника. Необходимо при сборке убедиться, что нижняя половина вкладыша действительно лежит на трех подушках.

Можно обеспечить плотную посадку вкладыша в расточку корпуса подшипника следующим приемом. Убедившись в одновременном касании трех подушек, толщину прокладок под нижней подушкой уменьшают на 0,05—0,07 мм, вследствие чего вкладыш будет надежно оперт на двух боковых подушках, а нижняя подушка коснется расточки корпуса подшипника после нагружения вкладыша весом вала и обжатия крышки корпуса подшипника.

Не допускается уменьшение толщины прокладок под нижней подушкой больше, чем на указанную величину 0,05—0,07 мм, так как в противном случае при нагружении вкладыша и обжатии крышки вкладыш под давлением боковых колодок может получить деформацию.

Крышка корпуса подшипника ставится по отношению к вкладышу с натягом 0,15—0,20 мм. Необходимая для этого толщина прокладок под верхней подушкой вкладыша определяется с помощью обжатия крышкой свинцовых проволок, подкладываемых на разъем корпуса подшипника возле вкладыша и на верхнюю подушку. По разнице в толщине проволок на раземе и на подушке, сплюснутых в результате обжатия, оценивают необходимое изменение толщины прокладок под верхней подушкой для достижения вышеуказанного натяга.

Важнейшими условиями для нормальной работы опорных подшипников являются: соблюдение правильных зазоров между валом и вкладышами и надлежащие форма и состояние опорной поверхности (баббитовой заливки).

Для подшипников турбин новой серии ЛМЗ принята «овальная» форма расточки, характеризующая тем, что зазоры с боков между валом и баббитовой заливкой (по горизонтальной оси) примерно в два раза больше, чем зазор сверху (по вертикальной оси). При этом поверхности верхней и нижней половин

вкладыша должны быть строго цилиндрическими, полученными только путем точения, без всякой пришабровки к поверхности вала по дуге 60°, как это практиковалось ранее на турбинах нормальных параметров.

Для соблюдения вышеуказанных требований обработку вкладышей после заливки необходимо производить следующим образом:

1. После заливки обеих половин вкладыша их пригоняют по стыку до плотного прилегания во внутренней плоскости «замка», совпадающей с разъемом. Внешние части «замка» имеют зазор около 1 мм между нижней и верхней половинами вкладыша.

2. В разъем между половинами вкладыша ставят прокладки из калиброванной стали толщиной h (табл. 12). Прокладки не должны иметь заусенцев по краям.

3. Собранный с прокладками вкладыш центруют на станке таким образом, чтобы ось расточки совпала с осью вкладыша, собранного без прокладок. Для этого необходимо, чтобы ось расточки проходила по середине толщины прокладок.

4. Производится расточка вкладыша по диаметру D_1 (табл. 12) с тем, чтобы после удаления прокладок зазор сверху составлял a , а зазор с боков по b на сторону.

Таблица 12

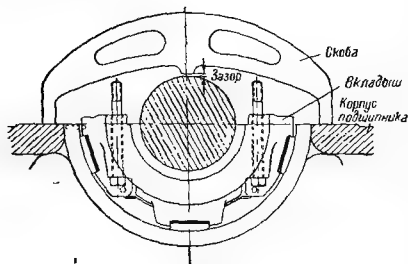
Диаметр расточки, боковые и верхние зазоры и толщина прокладок овальных вкладышей

Диаметр шейки вала D_2 , мм	Толщина прокладок в разьеме h , мм	Диаметр расточки вкладыша после установления прокладок D_1 , мм	Боковой зазор у разьема b , мм	Верхний зазор после удаления прокладок a , мм
280	0,80	$281,1^{+0,05}_{-0,03}$	0,5 — 0,45	0,3 — 0,35
300	0,85	$301,2^{+0,05}_{-0,03}$	0,6 — 0,5	0,35 — 0,4
325	0,90	$326,3^{+0,05}_{-0,03}$	0,65 — 0,7	0,4 — 0,45
350	1,00	$351,4^{+0,05}_{-0,03}$	0,7 — 0,75	0,4 — 0,45
360	1,00	$361,4^{+0,05}_{-0,03}$	0,7 — 0,75	0,4 — 0,45

5. Чистовую обработку поверхности следует производить резцом с радиусом закругления около 4 мм. Режущая кромка резца не должна иметь заусенцев. При последнем проходе надо снимать слой баббита толщиной не более 0,5 мм при подаче резца 0,1 мм за оборот и скорости вращения около 30—40 об/мин.

Отверстие вкладыша, обработанного указанным путем, после удаления прокладок при-

нимает правильную овальную форму, обеспечивающую требуемый зазор по всей окружности вала. Поверхность баббита не нуждается более в шпательке, за исключением тех случаев, когда необходимо исправить поверхность у концов вкладыша, если вал не лежит по всей длине шейки. Последний недостаток исключается, если вкладыш правильно установлен на станке и ось расточки совпадает с осью цилиндрической поверхности, по которой должны быть обработаны опорные подушки.



Фиг. 14. Шкоба для проверки положения вкладыша

Заливка вкладыша производится баббитом марки Б-83 следующего состава: 11—12% сурьмы; 5—6% меди, остальное — олово. Общее количество примесей — менее 0,3%; количество каждой примеси в отдельности — менее 0,1%, причем свинца — до 0,3%.

В целях экономии дефицитного баббита марки Б-83 завод разрешает производить заливку верхних половин вкладышей баббитом марки Б-16, состоящим из 15—16,5% сурьмы, 2,5—3% меди, 15—16% олова, остальное — свинец. Количество каждой примеси в отдельности — менее 0,1%; содержание олова не должно превышать содержания сурьмы.

Для контроля износа вкладышей применяются скобы (фиг. 14), которые устанавливаются во время ревизии на нижней полшине корпуса подшипника. Зазор между шейкой ротора и выступом скобы набивается на скобе при окончательной сборке турбины. По изменению зазора в эксплуатации можно судить об износе баббитовой заливки вкладыша, если нет набоя у подушек или у прокладок под подушками.

§ 20. Упорные подшипники

Упорный подшипник воспринимает осевое усилие, испытываемое ротором во время работы турбины, а также фиксирует осевое положение вращающегося ротора по отношению к неподвижным деталям. Положение ротора в упорном подшипнике и положение самого упорного подшипника в корпусе определяют, таким образом, величину осевых зазоров в проточной части и в уплотнениях.

Зазоры в проточной части и в уплотнениях во время работы турбины определяются, кроме того, разницей температурных удлинений цилиндра и ротора. Это обстоятельство должно учитываться при первоначальной установке упорного подшипника и при назначении и проверке осевых зазоров в турбине, особенно в тех уплотнениях, которые удалены от упорного подшипника (последние диафрагмы, заднее концевое уплотнение).

Упорный подшипник роторов одноцилиндровых турбин типов ВК-25-1, ВК-50-1, ВТ-25-4, ВПТ-25-3, ВР-25 и АП-25-2 и упорный подшипник ротора низкого давления двухцилиндровой турбины ВК-100-2 фиксируют одновременно осевое положение ротора генератора, не имеющего своего упорного подшипника.

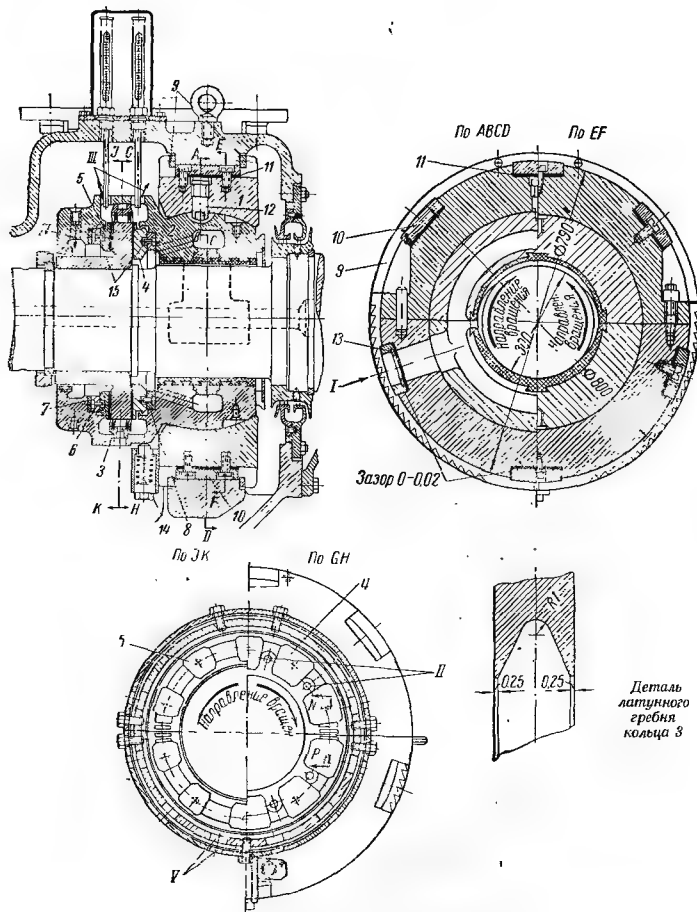
В рассматриваемых турбинах применены два типоразмера комбинированных опорно-упорных подшипников:

1) подшипник с диаметром опорной части, равным 300 мм, используется для всех роторов одноцилиндровых турбин и для ротора высокого давления турбины ВК-100-2. Он рассчитан на осевое усилие в 20 т;

2) подшипник с диаметром опорной части 360 мм используется только для ротора низкого давления турбины ВК-100-2. Осевое усилие, на которое рассчитан этот подшипник, составляет 12 т.

Начиная с 1956—1957 гг. завод предполагает упразднить гибкую муфту между роторами высокого и низкого давления турбины ВК-100-2. В этом случае становится излишним упорный подшипник для ротора низкого давления. Незначительное осевое усилие от двухпоточного ротора низкого давления и ротора генератора будет восприниматься упорным подшипником ротора высокого давления.

Конструкция опорно-упорных подшипников показана на фиг. 15а и 15б. На обеих фигурах изображен подшипник с диаметром опорной части 300 мм, но на фиг. 15а представлена конструкция вкладыша, изготавливаемого



Фиг. 15 а. Опорно-упорный вкладыш (стальной)

1 — ободка вкладыша из двух половин со сферическим гнездом; 2 — опорно-упорный вкладыш; 3 — кольцо уплотнительное из двух половин с латунными гребнями; 4 — упорные колодки, рабочие; 5 — упорные колодки, установочные; 6 — кольцо под установочные колодки (из двух половин); 7 — кольцевая прокладка из двух половин для герметичности осевого разбега; 8 — кольцо под рабочие колодки (из двух половин); 9 — установочные кольца для фиксации осевого положения ободки и вкладыша; 10 — центровочные подушки; 11 — центровочные прокладки; 12 — стопорный палец; 13 — дозирующая диафрагма; 14 — пружинный амортизатор; 15 — балки, удерживающие колодки на полукольцах 6 и 8

из стальной поковки, а на фиг. 15б — из стальной отливки или из высокопрочного чугуна. Последнюю конструкцию завод предлагает применять на турбинах выпуска 1956—1957 гг. В конструкции опорно-упорного вкладыша, показанной на фиг. 15б, длина опорной части уменьшена с 240 мм до 225 мм. Кроме того, рабочие колодки опираются на

незначительные изменения в маслопроводе внутри переднего подшипника, так как смазка установочных колодок во вкладыше, показанном на фиг. 15б, не требует отдельного маслопровода (см. поз. 11 на фиг. 47 и 48).

Осевое давление роторов передается на упорный подшипник через упорный диск, сидящий с натягом 0,05—0,07 мм на валу турбины.

Диск имеет со стороны, обращенной к турбине, упор в виде уступа вала, а с противоположной стороны перемещению диска препятствует разрезное кольцо, закладываемое в проточку вала. Разрезное стопорное кольцо охватывается по внешнему диаметру цельным кольцом, надеваемым на первое с натягом около 0,1 мм (см. фиг. 17). Между торцом втулки диска и разрезным кольцом при сборке должен быть зазор порядка 0,1 мм.

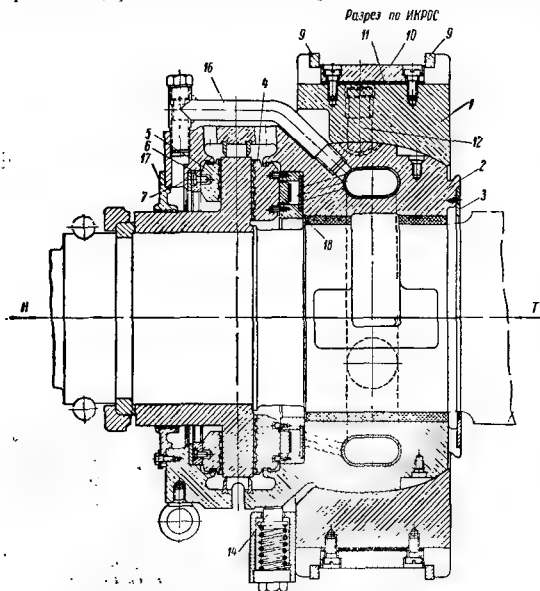
Давление упорного диска воспринимается упорными колодками 4 (фиг. 15) из бронзы ОФ-10-1. Рабочая сторона колодок, обращенная к упорному диску, имеет заливку из баббита марки Б-83. Толщина заливки составляет 1,5 мм. В случае ее аварийного расплавления смещение ротора на величину, превышающую 1,5 мм, уже за счет сработки бронзы замедляется, что увеличивает возможность своевременной остановки турбины до появления задеваний в проточной части.

Поверхность колодки, противоположная баббитовой заливке, имеет уступ (фиг. 16). Граница уступа образует ребро, вокруг которого колодка может несколько поворачиваться, в результате чего между рабочей по-

верхностью колодки и диском образуется клиновидный зазор.

Увлекаемое вращающимся диском масло нагнетается в клиновидный зазор, в котором давление возрастает, благодаря чему масляный слой приобретает способность выдерживать большие осевые давления ротора.

Упорный подшипник работает надежно только в том случае, когда толщина масляной пленки в самой узкой части клиновидного зазора больше суммы неровностей диска и рабо-



Фиг. 15б. Опорно упорный вкладыш (чугунный)

Обозначения дет. 1—15 см. фиг. 15а;

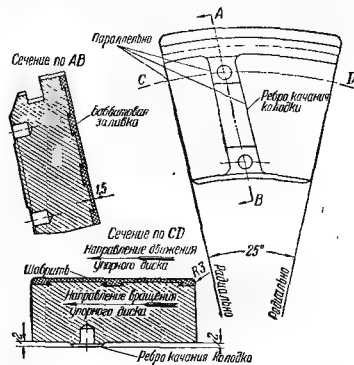
16 — трубы, снабжающие маслом установочные колодки; 17 — силициновое торцевое уплотнение; 18 — кольцо из двух половин, могущее быть оборудованным тензодатчиками для измерения осевых усилий

кольцо 18 толщиной 40 мм, которое может быть заменено специальным измерительным устройством для определения величины осевых усилий, действующих на колодки.

Если во время ревизии турбины окажется необходимым заменить опорно-упорный вкладыш, имеющий конструкцию, показанную на фиг. 15а, на вкладыш, показанный на фиг. 15б, то такая замена возможна, так как все сопрягаемые размеры обоих вкладышей одинаковы. Необходимо в этом случае только произвести

чей поверхности колодки. Поэтому для надежной работы упорного подшипника важно, чтобы поверхность диска была хорошо отполирована, а поверхность колодок пришабрена и притерта по плите.

Ребро, вокруг которого колодка поворачивается при работе, расположено параллельно выходной кромке рабочей поверхности колодки (фиг. 16) и делит рабочую часть колодки (по длине дуги среднего диаметра



Фиг. 16. Упорная колодка

колодок) в отношении 3:2, причем более длинная часть располагается со стороны входа масла под колодку.

При сборке упорного подшипника с особой тщательностью следует обеспечивать равномерную нагрузку колодок путем приточки их толщины на плите по индикатору. Разница отдельных колодок по толщине не должна превышать 0,02 мм. Следы наработки колодок после первых опробований турбины под нагрузкой должны быть одинаковыми на всех колодках, захватывая узкую полосу у выходной кромки в радиальном направлении по всей высоте колодки.

Запрещается делать колодки разной толщины для получения одинаковой наработки колодок в случае перекоса в установке вкладыша. Если же несмотря на одинаковую толщину колодок наблюдается различная их наработка, следует проверить правильность установки опорно-упорного подшипника. В случае необходимости следует подтянуть или ослабить пружину 14 (фиг. 15а) амортизатора,

которая должна воспринимать вес консольной, упорной части вкладыша. Необходимо также проверить возможность небольшого поворота вкладыша при сборке по сферической поверхности опорной части и убедиться, что до затяжки обоймы 1 шейки вала лежит по всей длине опорной части.

Для проверки положения упорного вкладыша до его сборки, но после укладки ротора на нижнюю половину, рекомендуется положить ватерпас на шейку вала и разъем вкладыша. Показания ватерпаса в обоих положениях должны быть одинаковыми при условии, что плоскость разреза строго параллельна оси расточки баббитовой задливки и нет конусности шейки. Если это не имеет места, то для исправления положения вкладыша надо подтянуть пружину амортизатора или захватить снизу консольную часть нижней половины вкладыша и осторожно повернуть ее краем настолько, чтобы ротор лег по всей длине шейки.

Для того чтобы зафиксировать осевое положение ротора, с противоположной рабочим колодкам стороны упорного диска имеются нерабочие установочные колодки 5. Расстояние между рабочими и установочными колодками должно быть таким, чтобы между упорным диском, когда он придет к рабочим колодкам, и установочными колодками был зазор, допускающий осевое перемещение ротора и поэтому часто именуемый «разбегом» между колодками.

Этот зазор зависит от диаметра упорного диска и скорости вращения и для упорных подшипников одноцилиндровых турбин и упорного подшипника ротора высокого давления турбины БК-100-2 должен составлять 0,6—0,8 мм, а для упорного подшипника ротора низкого давления турбины БК-100-2 — 0,8—1,0 мм.

Уменьшение зазора ниже указанных величин может вызвать повышение температуры масла в подшипнике и появление наработки и даже повреждение колодок. В случае малого зазора по обе стороны диска в узких клиновидных зазорах, образуемых колодками и упорным диском, сильно возрастает давление масла, нагружающее колодки сверху величины осевого усилия ротора. С другой стороны, превышение указанных зазоров может при внезапном изменении нагрузки турбины привести к ударному нагружению колодок или заеданию вращающихся частей о неподвижные.

Точный, непосредственный замер осевого

завора в собранном упорном подшипнике затруднительно. Поэтому о величине этого зазора рекомендуется судить путем обмера толщины колодок и диска и расстояния между опорными поверхностями колодок во вкладыше. Вычитая из последнего суммарную толщину диска и колодок, получают величину осевого зазора в упорном вкладыше.

Упорные колодки опираются на расположенные за ними стальные полукольца 6 и 8. При разборке вкладыша колодки снимаются вместе с полукольцами после удаления шпонок, расположенных у разъема и удерживающих полукольца от проворачивания. Между колодками предусмотрены широкие свободные промежутки для облегчения циркуляции масла во вкладыше. Колодки удерживаются на полукольцах с помощью пальцев 15, свободно входящих в гнезда колодок.

Для регулировки осевого зазора в подшипнике под упорные полукольца 6 установочных (нерабочих) колодок подложена сменная стальная прокладка 7.

Масло подается в опорно-упорные подшипники через дозирующую диафрагму 13, расположенную под левой установочной подушкой в нижней половине обоймы вкладыша. Затем масло попадает в кольцевой внутренний канал, выточенный в теле опорной части вкладыша, откуда часть масла у разъема поступает к опорной части вкладыша, рабочая поверхность которого выполнена так же, как в обычных опорных подшипниках. Кольцевой масляный канал соединяется наклонными сверлениями с камерой рабочих колодок, причем между каждой парой колодок имеется одно сверление, подводящее масло.

В конструкции подшипника, показанной на фиг. 15а, масло подается к установочным колодкам отдельной трубой, представляющей собой часть маслопровода внутри переднего подшипника (см. фиг. 47 и 48). В конструкции, показанной на фиг. 15б, масло поступает к установочным колодкам по четырем тонким трубам 16, соединяющим кольцевой внутренний канал в опорной части вкладыша (выполненный в виде залитой в чугунный корпус стальной трубы) с полостью установочных колодок.

Слив масла из камер рабочих и установочных колодок упорного вкладыша сделан только в верхней части его с тем, чтобы обеспечить заполнение маслом обеих камер.

Со стороны нерабочих колодок уплотнение

вкладыша охватывает втулку упорного диска с зазором 0,5 мм на сторону. В этом месте вкладыш имеет баббитовую заливку.

В конструкции подшипника фиг. 15б торцевое уплотнение выполнено в виде кольца из двух частей, изготовленного из силумина.

Для уменьшения потерь трения упорного диска о масло, которые особенно интенсивны по внешней цилиндрической поверхности диска, эта поверхность отделена кольцами с латунными гребнями 3. Кольца заострены по внутреннему диаметру; зазор между ними и диском не должен превосходить 0,3—0,4 мм на сторону.

Круговая камера, образованная уплотнениями и охватывающая упорный диск по его периферии, дренируется в нижней половине вкладыша с помощью нескольких отверстий. Таким путем трение цилиндрической поверхности упорного диска о масло сводится к минимуму.

Для предотвращения большой утечки масла необходимо обращать внимание на сохранение зазора между уплотнительными гребнями и диском, не допуская его увеличения.

Шаровая опорная поверхность вкладыша охватывается обоймой 1. Вкладыш зажимается в обойме с натягом около 0,04—0,08 мм с тем, чтобы исключить возможность осевого смещения вкладыша в шаровом гнезде. Обойма с внешней стороны имеет четыре установочных подушки, под которыми расположены стальные прокладки, позволяющие производить центровку опорно-упорного подшипника в радиальном направлении.

Указания по сборке, относящиеся к установочным подушкам опорных вкладышей, приведенные в § 19, в полной мере действительны и в данном случае.

Осевое расположение вкладыша, а следовательно, и всего ротора в цилиндре турбины фиксируется при помощи установочных стальных колец 9, закладываемых по обе стороны обоймы 1.

Каждое кольцо 9 состоит из трех сегментов. Для облегчения выворачивания колец при разборке подшипника боковые сегменты снабжаются зубцами для захвата их ломиком.

Толщина колец 9 по обе стороны обоймы вкладыша может быть различной; ее подбирают, исходя из необходимой величины зазоров между рабочими и направляющими лопатками или осевых зазоров в уплотнениях.

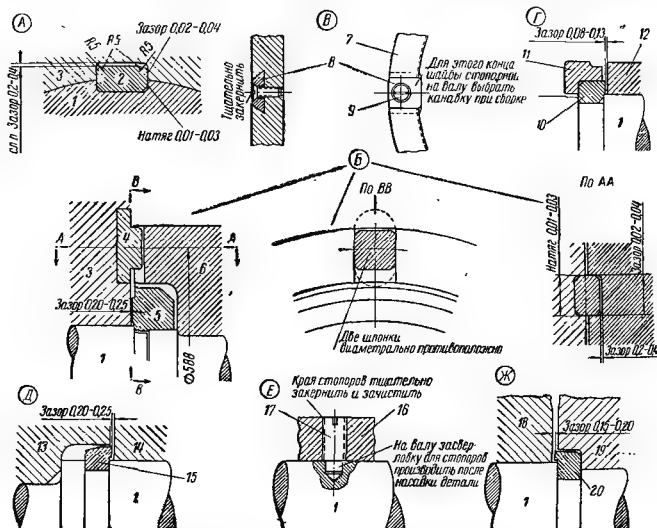
Глава пятая

РОТОРЫ

§ 21. Конструкция роторов

Все роторы одноцилиндровых турбин серии высокого давления и ротор высокого давления турбины типа ВК-100-2 имеют цельнокованую

Эти диски насажены на отдельные уступы вала с начальным натягом, обеспечивающим при вращении и прогреве турбины достаточно плотную посадку. Между дисками и валом имеются призматические шпонки, закладываемые



Фиг. 17. Детали крепления элементов ротора

- А - посадка шпонок в сопряжении вала с дисками и уплотнительными втулками: 1 — вал; 2 — призматическая шпонка; 3 — тело диска или втулки;
 Б - крепление последних дисков турбин типов ВК-50-1 и ВК-100-2: 1 — вал; 3 — тело диска; 4 — специальная шпонка; 5 — стопорное кольцо; 6 — втулка уплотнения;
 В - крепление кольцевых гаек шестерни редуктора и уплотнительной втулки: 7 — кольцевая гайка; 8 — стопорная шайба; 9 — винт;
 Г - крепление диска упорного подшипника: 1 — вал; 10 — упорное кольцо (на двух половинах); 11 — стяжное кольцо; 12 — упорный диск подшипника;
 Д - крепление уплотнительных втулок: 1 — вал; 13 и 14 — тело уплотнительных втулок; 15 — упорное кольцо из двух половинок;
 Е - деталь крепления маслосащитных колец: 1 — вал; 16 — маслосащитное кольцо; 17 — установочный винт;
 Ж - крепление дисков от осевого смещения: 1 — вал; 18 и 19 — тело диска; 20 — упорное кольцо из двух половинок

переднюю часть с выточенными на ней дисками и заднюю часть с насадными дисками. Ротор низкого давления турбины ВК-100-2 и ротор турбины нормального давления типа АП-25-2 имеют насадные диски.

мые с натягом в канавки вала и входящие с зазором в продольные канавки в ступицах дисков.

Соблюдение зазоров и закруглений в углах шпоночного паза в диске, указанных на фиг. 17,

эскиз А, является весьма важным для прочности диска, на что надлежит обращать внимание в случае насадки дисков в стационарных условиях.

Особо напряженные диски последних ступеней турбин ВК-50-1 и ВК-100-2 имеют специальные радиальные шпонки с торца ступицы, передающие момент на вал через специальную втулку в случае ослабления посадки диска на валу. Эта втулка сидит на валу с натягом и связана с ним через обычную призматическую шпонку. Последний из насадных дисков удерживается от перемещения в осевом направлении при помощи стопорного кольца, заходящего в разогретом состоянии в заточку вала.

Остальные диски (обычно парно) фиксируются на валу в осевом направлении упорными кольцами. Каждое упорное кольцо состоит из двух половин и заводится в соответствующую выточку вала при насадке дисков. Между торцевыми поверхностями упорных и стопорных колец и ступицами дисков должны быть выдержаны осевые зазоры, указанные на фиг. 17, для обеспечения свободы теплового расширения дисков во время прогрева и работы турбины. Аналогичным способом крепятся и прочие насаженные на вал элементы ротора: диск упорного подшипника, втулки лабиринтовых уплотнений и т. п.

Шестерня редуктора для привода главного масляного насоса и регулятора закрепляется в осевом направлении при помощи кольцевой гайки. Гайка стопорится специальной шайбой, заходящей в лыску, которая выбирается на валу при сборке.

Детали крепления элементов ротора на валу показаны на фиг. 17, где приведены также данные о зазорах между насаженными на вал деталями.

Для посадки на вал диски разогреваются, быстро заводятся на место посадки и прижимаются в осевом направлении прессом до тех пор, пока они не схватят вал при остывании. В случае сильно напряженных дисков необходима сравнительно высокая температура их нагрева, которая достигается одновременным применением нескольких палочных ламп или газовых горелок. В заводских условиях для этой цели применяется специальный электрический трансформатор с разъемным сердечником, на который надевается диск. Диск на замкнутом сердечнике является единственным витком вторичной обмотки трансформатора и равномерно и быстро нагревается вторичным током и наведенными вихревыми токами.

Для снятия дисков с вала на ступицах предусмотрены специальные бурты.

В случае насадки дисков в стационарных условиях необходимо проверить, что диск схватил вал при остывании без перекоса, т. е. что он не имеет осевого «боя» при проверке с помощью индикаторов, установленных перпендикулярно плоскости диска, во время проворачивания ротора. Если при такой проверке обнаруживается «бой», диск подлежит повторному разогреву до полного ослабления на валу, после чего ему вновь дают остыть, прижимая к осевому упору с большим усилием, равномерно распределенным по окружности. «Бой» диска после остывания на валу не должен превышать 0,3 мм.

Каждый диск с набранными лопатками до посадки на вал подвергается на заводе статической балансировке на ножах. Ротор же в целом динамически балансируется на специальном станке.

Для проверки положения ротора в осевом направлении, т. е. проверки неизменности установленных при монтаже зазоров в проточной части, применяется специальная контрольная скоба, которая пригоняется к пальцу на переднем конце ротора с определенным зазором после выверки зазоров в облопачивании. Скобу упирают ножками в торец корпуса переднего подшипника и свертят при помощи шула зазор между торцом пальца и выступом скобы с исходным зазором, величина которого набита на поверхности скобы. При измерении исходного зазора ротор должен быть прижат в направлении потока пара к рабочим колодкам упорного подшипника.

Кроме контрольной скобы, применяемой периодически, для непрерывного наблюдения за осевым положением ротора служит реле осевого сдвига (см. § 81).

Разгон ротора превращается регулятором безопасности (см. § 53), который при чрезмерном повышении скорости вращения прекращает доступ свежего пара в турбину мгновенным закрытием клапанов автоматического затвора и регулирующих.

В конструкции турбин применены как жесткие, так и гибкие роторы. Отличительной эксплуатационной особенностью турбины с гибким ротором является режим повышения числа оборотов турбины. При приближении к критическому числу оборотов необходимо быстро поднять скорость вращения ротора на несколько сот оборотов в минуту добавочным открытием байпасного клапана главной запорной задвижки, чтобы сразу перейти за критическое

число оборотов. Затем следует немного прикрыть байпасный клапан и продолжать медленное повышение числа оборотов ротора согласно инструкции. Такой порядок пуска обязателен во избежание появления вибрации ротора, которая при медленном прохождении вала через критическое число оборотов может характеризоваться большими амплитудами и привести к повреждению концевых уплотнений

ротора и внутренних уплотнений диафрагм.

При повышении числа оборотов турбин с жесткими роторами иногда наблюдается неспокойный ход при достижении скорости вращения, соответствующей половине критического числа оборотов. Это число оборотов также рекомендуется проходить быстро.

Данные о критических числах оборотов роторов турбин приведены в приложении 4.

Глава шестая

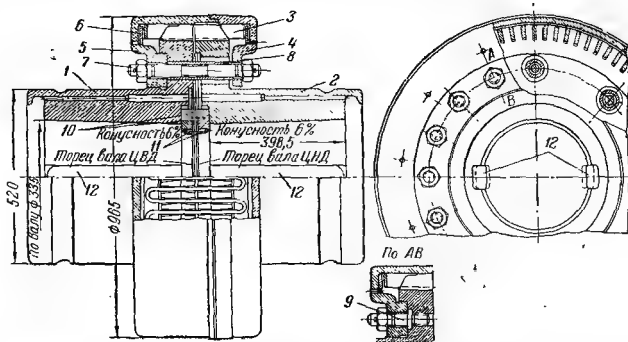
МУФТЫ

§ 22. Гибкая муфта со змеевидной пружины

Гибкая муфта со змеевидной пружинной (фиг. 18) служит для соединения роторов высокого и низкого давления турбины ВК-100-2.

Муфта допускает изменение расстояния между торцами соединяемых валов, которое

Хотя допустимая расцентровка валов, соединяемых этой муфтой, больше, чем в случае применения жесткой или полугибкой муфты, однако для обеспечения безвибрационной работы турбины и предотвращения износа пружин и зубцов расцентровка не должна превышать величин, указанных в приложении 3.



Фиг. 18. Гибкая муфта со змеевидной пружиной турбины ВК-100-2

1 — левая полумуфта (ротора высокого давления); 2 — правая полумуфта (ротора низкого давления); 3 — змеевидная пружина; 4 — правая часть кожуха; 5 — левая часть кожуха; 6 — предохранительные кольца; 7 — болты, соединяющие обе части кожуха; 8 — дистанционные втулки; 9 — специальные шпильки, крепящие кожух к левой полумуфте; 10 — гайки, крепящие полумуфты на конусных концах валов; 11 — стопорные винты гаек; 12 — шпильки между валом и муфтой

происходит при работе турбины в результате удлинения ротора высокого давления от нагрева. Кроме того, при повышении нагрузки в муфте происходит относительное угловое смещение обеих половин муфты (полумуфт) за счет упругой деформации пружин. При соединении муфты допускается некоторое несовпадение и незначительный перекос осей роторов.

Как видно из фиг. 18, обе части муфты (1 и 2) надеты на конусные концы вала с натягом и, кроме того, связаны с ними посредством двух шпонок. Усилие от ведущей полумуфты передается на ведомую полумуфту с помощью нескольких сегментов пружин 3, которые закладываются между зубцами, нарезанными по периферии обеих полумуфт.

Зубцы имеют в сечении, перпендикулярном оси вала, прямоугольную форму, а боковые поверхности их скошены, чтобы облегчить деформацию пружин. Однако скос выбран таким образом, чтобы деформация пружин была ограничена и не вызывала в них недопустимых

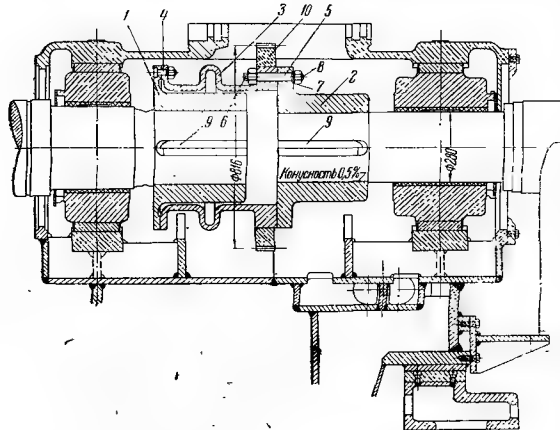
этих шпильками, оказываются связанными только с полумуфтой ротора в. д., а связь между полумуфтами осуществляется только с помощью пружин. Для того чтобы избежать трения пружин о кожух, с боков пружины защищены бронзовыми кольцами, заложенными в обе его половины.

При сборке муфты необходимо обратить внимание на то, чтобы половина кожуха со стороны ротора н. д. не была прижата к полумуфте ротора н. д. в силу недостаточной длины дистанционных втулок 8 или же повышенного осевого зазора между торцами валов (который не должен быть больше 8 мм). Осевой зазор между торцами дистанционных втулок и на наружной торцевой поверхностью правой части кожуха до затяжки гаек должен составлять 1 мм. При этом надлежит убедиться в том, что между правой половиной кожуха и правой половиной муфты внутренний зазор составляет не менее 3 мм.

Масло для смазки муфты подводится из соседнего опорного вкладыша. Струя масла улавливается обращенной к подшипнику выточкой в торце ступицы полумуфты ротора в. д. Под действием центробежной силы масло через сверления в

муфте подается к зубцам и пружинам и частично заполняет кожух. Из кожуха масло сливается через небольшие сверления, расположенные таким образом, чтобы пружины были затоплены маслом. При ревизии надлежит прочищать сливные отверстия для масла в кожухе муфты, так как в случае их засорения кожух заполнится шламом и пружины муфты будут ускоренно изнашиваться.

Для разборки муфты нужно отвернуть все гайки, чтобы можно было раздвинуть в стороны обе половины кожуха и вынуть пружины. В случае необходимости вынуть ротор из цилиндра нужно предварительно вынуть из муфты длинные шпильки или сдвинуть левую половину кожуха (сидящую на полумуфте ротора высокого давления) совместно со шпильками в сторону цилиндра настолько, чтобы концы шпильки вышли из правой полумуфты.



Фиг. 19. Полумуфта между турбиной и генератором

1 — полумуфта на валу турбины; 2 — полумуфта на валу генератора; 3 — соединительная часть муфты; 4 — болты специальные (под развертку), соединяющие при ревизии не разбирается; 5 — болты специальные (под развертку) для соединения обеих половин муфты; 6 — болты отвинченные для разборки обеих половин муфты; 7 — шпильки под тайки; 8 — шпильки; 9 — клиновое шпоны из двух половин; 10 — шестерня вращающегося устройства

напряжений. Таким путем достигнута переменная жесткость упругого соединения обеих полумуфт, возрастающая с увеличением передаваемого момента.

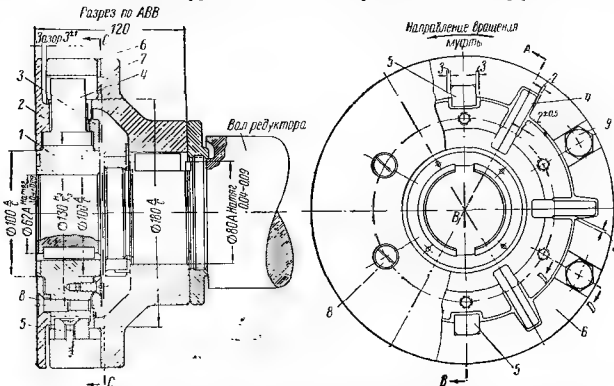
Пружины, отбрасываемые центробежной силой, удерживаются в пазах между зубцами с помощью кожуха, состоящего из двух частей 4 и 5, которые для разборки раздвигаются в осевом направлении. Обе части кожуха заводятся на концы валов до посадки полумуфт. Часть кожуха, сидящая на полумуфте ротора в. д., притянута к ней специальными шпильками 9. Кожух центруется путем посадки на заточку, имеющуюся на полумуфте ротора в. д.

Вторая часть кожуха соединяется с первой его частью посредством шпильки 7 с дистанционными втулками 8, которые проходят через отверстия в полумуфте (ротора н. д.) с большим зазором. Обе части кожуха, стянутые

§ 23. Полугибкая муфта

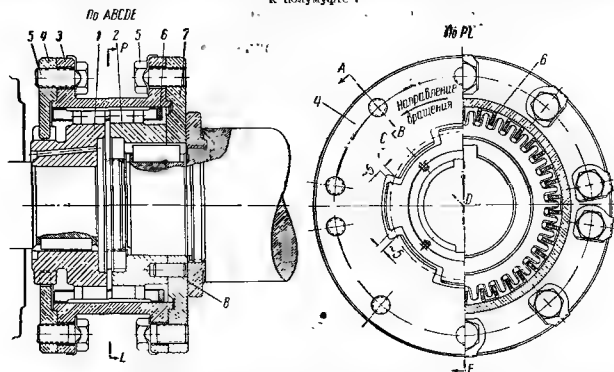
Полугибкая муфта, изображенная на фиг. 19, применяемая для соединения турбины с ге-

няемых валов, который может возникнуть в работе вследствие различного температурного расширения опор турбины и генератора. Однако при соединении муфты излом линии валов



Фиг. 20. Гибкая муфта к масляному насосу (первоначальная конструкция)

1 — полу муфта на ведущем валу насоса; 2 — левое кольцо, удерживающее пружины; 3 — правое кольцо; 4 — шесть пакетов плоских пружин (по две пружины в пакете); 5 — предохранительные шпонки; 6 — коронка с пазами; 7 — полу муфта на валу редуктора; 8 — винты, крепящие кольцо 2; 9 — болты, крепящие кольцо к полу муфте 7



Фиг. 21. Гибкая муфта к масляному насосу (со змеевидными пружинами)

1 — полу муфта на ведущем валу насоса; 2 — полу муфта на валу редуктора; 3 — корпус муфты из двух половин; 4 — кольцо с предохранительным замком; 5 — болты, крепящие обе половины корпуса 3 к кольцам 4 и 7; 6 — змеевидная пружина из четырех секций; 7 — кольцо полу муфты 2; 8 — штифты, соединяющие кольцо 7 с полу муфтой

нератором, допускает за счет деформации «волны» на соединительной части некоторый весьма незначительный излом линии осей соеди-

недопустим. Полугибкая муфта передает незначительные осевые усилия от ротора генератора на упорный подшипник турбины.

Связь полумуфт роторов турбины и генератора с соединительной частью выполняется жесткой при помощи болтов, пригоняемых к отверстиям «под развертку». Разборным является стык соединительной части с муфтой генератора. Этот стык не должен подвергаться разборке при обычных работах, связанных с ревизией турбины, и разъединяется только в случае необходимости выемки ротора из турбины.

Болты соединений должны заходить в отверстия плотно под действием легких ударов свиного молотка.

Полумуфты турбины и генератора насаживаются на вал с натягом и, кроме того, связаны с ним клиновыми шпонками. После насадки муфт бинение торца соединительной части и полумуфты генератора должно быть менее 0,02 мм.

На полугибкой муфте насажена шестерня, соединяемая с валоповоротным устройством (см. § 139 и 140).

Данные о допускаемых отклонениях при центровке валов, соединяемых полугибкими муфтами, приведены в приложении 3.

§ 24. Муфта масляного насоса

Для привода главного масляного насоса от редуктора турбины служит гибкая муфта, упоминавшаяся ЛМЗ в двух вариантах.

Конструкция первого варианта упругой

муфты, в дальнейшем измененная, показана на фиг. 20.

При сборке должно быть обращено внимание на центровку муфты с тем, чтобы все пакеты плоских пружин 4 одновременно касались рабочих сторон пазов коронки 6. Этим будет обеспечено равномерное распределение нагрузки на пружины во время работы муфты.

Полумуфта на ведущем валу насоса должна быть посажена с натягом около 0,1 мм. На валу редуктора полумуфта, кроме шпонки, крепится гайкой, в связи с чем натяг муфты может быть уменьшен до 0—0,05 мм.

Новая конструкция гибкой муфты к масляному насосу показана на фиг. 21. По соображениям удобства сборки корпус муфты 3 имеет разъем. Обе половины этого корпуса удерживаются болтами 5 и, кроме того, заводятся в заточку неразрезного кольца 7, сидящего на полумуфте редуктора. Левое кольцо 4, к которому крепятся обе половины корпуса, также цельное. В этом кольце по меньшему диаметру сделан замок в виде четырех зубцов, которые с большим зазором с обеих сторон входят во впадины на втулке муфты, насаженной на вал насоса. Эта конструкция, не препятствуя упругой связи обеих половин муфты, с помощью змеевидной пружины 6 обеспечивает связь редуктора и масляного насоса в случае поломки пружин. Требования к центровке этой муфты указаны в приложении 3.

Глава седьмая

УПЛОТНЕНИЯ

§ 25. Лабиринтовые уплотнения

Концевые уплотнения вала предназначены для ограничения протечки пара из турбины наружу в местах выхода вала из цилиндра при превышении давления пара в цилиндре над атмосферным, а также для предотвращения засоса атмосферного воздуха в цилиндр в случае вакуума в цилиндре.

Промежуточные уплотнения между внутренней расточкой диафрагм и втулками дисков служат для ограничения протечки пара между ступенями. На фиг. 22 и 23 показаны детали паровых лабиринтовых уплотнений и профили уплотнительных колец и гребней. Каждое уплотнительное кольцо 5 (или 6) образует в сечении двухстороннюю или одностороннюю «елку» из тонких пластинок и состоит по

окружности из шести плотно пригнанных друг к другу сегментов, отжимаемых к центру пластинчатыми пружинами 7.

Пружины фиксируются на своих местах при помощи приклепанных к ним установочных пальцев 19, сидящих в гнездах уплотнительных колец, чем предотвращается смещение пружин по окружности колец во время работы. Пружины не должны быть слишком жесткими и должны допускать прогиб сегмента рукой; при этом они не должны быть и слишком эластичными, так как иначе не будет обеспечена правильная установка колец, зазоры будут увеличены и появится чрезмерный пропуск пара через уплотнения.

Кроме пружин уплотнительные кольца отжимаются к валу паром. С этой целью в верхней половине каждого кольца у плоскости

разъема делаются два выреза глубиной по 3 мм (см. вырез *a* на фиг. 22), через которые пар проходит в полость между уплотнительными кольцами и обоймами. Вырезы на кольцах делаются с той стороны, с которой пар нормально поступает в данный отсек уплотнения. При смене колец необходимо убедиться в том, что вырезы сделаны с надлежащей стороны.

Против елок расположены тонкие гребешки, выточенные на втулках 1, 2, 3 и 4 (фиг. 22), вращающихся вместе с валом.

Профиль гребешков, выточенных на втулках, виден также на фиг. 23, *a* и *b*.

Гребешки и елочные пластинки образуют ряд кольцевых щелей лабиринтового уплотнения.

В диафрагмах ступеней высокого давления уплотнительные кольца также имеют в сечении вид елок, подобных показанным на фиг. 23, *a*, но с четырьмя горизонтальными пластинками. Противостоящие им гребни выточены непосредственно на роторе, в его цельнокованной части. Во избежание повреждения гребней они выполняются меньшей высоты и более толстыми, чем на втулках концевых уплотнений. В случае возникновения заеданий в этих уплотнениях, как показывает опыт эксплуатации, срабатывают легко сменяемые кольца уплотнений, остающиеся в диафрагмах.

Уплотнительные кольца 5 и 6 заводятся в выточки каминной камеры 20 или закладываются группами в обоймы 9, состоящие из двух половин с горизонтальным разъемом. Кольца стопорятся пластинками 11 и 12. Обоймы сидят с зазором в расточке корпуса обоймы и удерживаются в правильном положении пружинами 10 и стопорными шайбами 13. При более сильном нагреве обоймы по сравнению с корпусом обойм (что имеет место при пуске турбины) пружины допускают их независимое расширение, не нарушая плотности горизонтального стыка корпуса обоймы.

Первоначальная система посадки обоймы 21 переднего концевой уплотнения была следующей.

Обойма плотно вставлялась в выступ цилиндра с тем, чтобы предотвратить перетечку пара из полости *A* в полость *B*. Такая перетечка при наличии зазора между выступом цилиндра и посадочным местом обоймы была бы возможна, так как давление в полости *A* выше, чем в полости *B*, а полость *A*, как это видно из фиг. 22 и продольных разрезов турбин, в нижней части обоймы переходит в отлитый в посадочном выступе цилиндра канал. Этот канал в свою

очередь соединяется с трубопроводом отсоса пара в подогреватель № 3 (см. фиг. 24 и приведенное ниже описание схемы работы лабиринтовых уплотнений). Перетечка из камеры регулирующей ступени в канал отсоса предотвращается тем, что значительный перепад давления прижимает обойму уплотнения к вертикальному бурту в посадочном месте в цилиндре.

Однако, как показала практика эксплуатации при таком закреплении обоймы, с передним уплотнением возможны неполадки при пусках турбины, когда обойма уплотнения прогревается быстрее, чем цилиндр. При этом из-за плотной посадки обоймы в расточке цилиндра она может деформироваться, вследствие чего возникает заедание между вращающимися и неподвижными частями уплотнения. В связи с этим в настоящее время посадка обоймы изменена следующим образом.

Обойма подвешивается около плоскости разреза на лапках 26 (фиг. 22) так, что в посадочном месте обоймы в цилиндре образуется по всей окружности концентричный круговой зазор, позволяющий обойме свободно расширяться, когда температура ее выше температуры цилиндра. Для того чтобы предотвратить «перетечку» пара из полости *A* в полость *B*, в канал отсоса в цилиндре вставлено сопло 23, имеющее два поршневых кольца 24. Нижняя половина обоймы опускается при сборке на выступающую часть сопла с поршневыми кольцами, чем и достигается уплотнение канала, соединяющего полость *A* с трубопроводом отсоса к подогревателю № 3. Поршневые кольца, благодаря зазору между ними и внутренним диаметром канавок для них на наружной поверхности сопла 23, не препятствуют подвижке обоймы в осевом направлении под действием перепада давлений, заставляющего прижаться вертикальную поверхность бурта обоймы к посадочному выступу цилиндра. Последнее необходимо для предотвращения протечки из камеры регулирующей ступени в полость *B*.

Для центровки обоймы уплотнения в направлении, поперечном к оси турбины, внизу в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины, расположена продольная шпонка 25.

Шпонка 25 прихватывается с помощью электросварки к цилиндру со стороны переднего подшипника после того, как обойма, подвешенная на лапках 26, сцентрирована таким образом, что ее ось совпадает с осью цилиндра.

В каминной камеры. Из этой полости пар течет в двух направлениях: к цилиндру и к камину. Пар, текущий в сторону цилиндра, попадает в кольцевую камеру В, откуда вместе с паром, просочившимся из цилиндра, отсасывается в

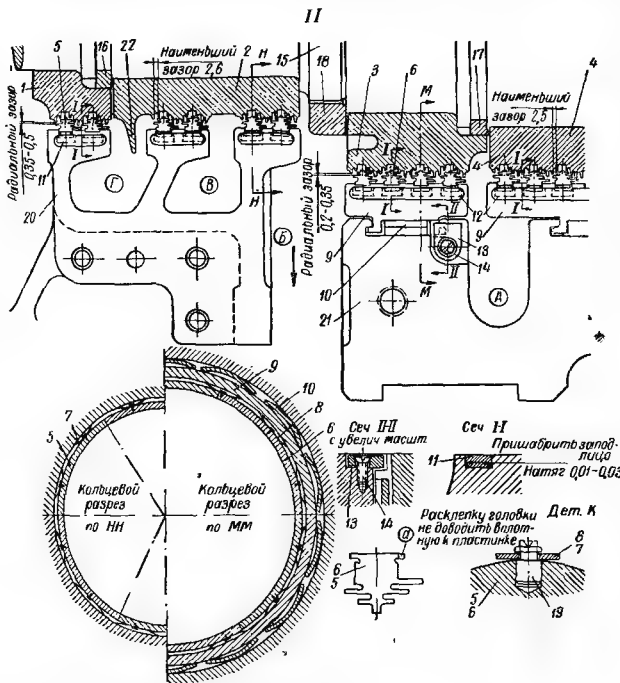
уплотнительного кольца (см. разрез турбины, фиг. 4). Чтобы не допустить прососа наружного воздуха в находящуюся под вакуумом выпускную часть цилиндра, в кольцевую камеру Д (фиг. 24) корпуса каминя подается уплотнительный пар, который растекается как в сторону цилиндра, так и через камеру Е и камин в машинный зал.

Парозащитные кольца 22 (фиг. 22), расположенные в каминных камерах, при вращении ротора подхватывают конденсат, образующийся в основном при пуске турбины, и отбрасывают его радиально в камеру Г. Эта камера в нижней половине дренируется в воронку. Таким путем предотвращается проникновение пара и конденсата в расположенный рядом подшипник.

Описанная выше схема уплотнений исключает возможность выбивания наружу горячего пара из камеры регулирующего колеса, так как весь пар, протекающий через уплотнение со стороны высокого давления цилиндра, целиком отсасывается в систему регенерации. Для питания вакуумных секций уплотнений во время нормальной работы и при пуске турбины применяется охлажденный пар из парохладителя (см. фиг. 24).

Схема отсоса пара из лабиринтовых уплотнений турбин с противодавлением типов ВР-25-31 и ВР-25-18 отличается от показанной на фиг. 24.

Как видно из схем трубопроводов этих турбин, описанных в § 111 и показанных на фиг. 155 и 156, пар повышенного давления и температуры из первого отсека концевое уплотнения и из внутренних камер отсоса штоков клапанов отводится в деаэратор 6, а та или

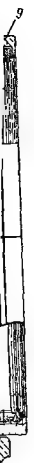


нее уплотнение цилиндра со стороны паровпуска): 1 — продольный разрез горизонтальный разъем переднего уплотнения (с валом)

из шести сегментов; 7 и 8 — пружинные пластины; 9 — ободья из двух половин; 14 — вал; 15 — вал турбины; 16 и 17 — упорные кольца из двух половин; 21 — ободья переднего уплотнения; 22 — неразъемное кольцо; 23 — болот; 24 — пор-26 — лопатки для подвески ободья 21; а — два выреза глубиной по 3 мм установочного талца 19 к пружинной пластинке 7 (или 8).
Указатель А: В — камера уплотнения паром из парохладителя; Г — каминная камера.

подогреватель № 1. Пар, текущий в противоположную сторону, отводится из камеры Г через камин 25 (фиг. 24) в машинный зал.

Заднее уплотнение на стороне выпускной части цилиндра расположено в каминной камере и состоит из двух секций и наружного



Сеч В-В



д. (перед
— вид на
лице кольца
— стилизи-
яя камера;
ободья 21;
— крепление
в подгоде

нений не
зов кроме
Во избе-
подогрева-
тельного
в полость

1,2 ата в зависимости от того, какой тип деаэратора установлен на станции.

Пар из наружных отсеков переднего и заднего уплотнений цилиндров и из наружных камер отсоса пара от штоков клапанов направляется в специальный вакуумный охладитель, снабженный эжектором, поддерживающим в нем разряжение. В качестве охлаждающей воды для этого охладителя служит конденсат

жженных щелей между выточками штока, в которых происходит постепенное дросселирование пара до атмосферного давления. В крышках клапанных коробов около штока делаются обычно две специальные камеры для промежуточного отсоса части пара и уменьшения выхода пара в машинный зал. Пар из обеих камер отводится в нижний коллектор парохладителя 12 (фиг. 24) через отдельные паропроводы 6 и 24. Из паропроводов от наружных камер предусмотрены, на случай сильного парения в машинный зал, отводы 7 и 19 к сифону циркуляционной системы охлаждающей воды (или в подогреватель № 1).

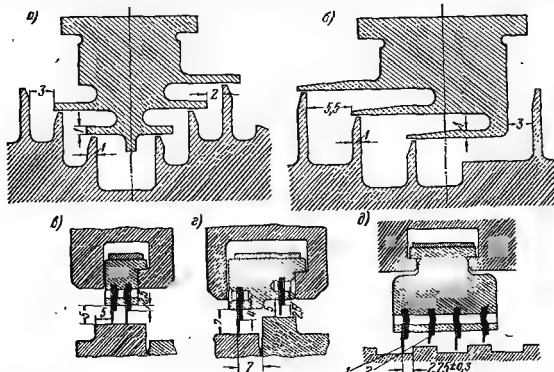
Парохладитель 12 представляет собой вертикальный бак емкостью около 0,1 м³, к которому присоединены два коллектора. К нижнему коллектору кроме паропроводов отсоса пара от уплотнений штоков и клапанов подведен свежий пар через дроссельный игольчатый клапан 20 (разрез игольчатого клапана см. на фиг. 25). Кроме того, на этом же нижнем коллекторе установлен предохранительный клапан с отводом в атмосферу, отрегулированный на давление сработки 10 кг/см².

К верхнему коллектору парохладителя присоединены паропроводы, питающие паром концевые лабиринтовые уплотнения ротора.

На верхней торцевой крышке парохладителя установлена водяная распыливающая форсунка 14, питаемая основным конденсатом турбины и служащая для охлаждения пара (разрез форсунки см. на фиг. 26).

При нормальных условиях работы количество пара, отводимое от штоков всех клапанов, достаточно для питания паровых уплотнений турбины. Однако при пуске турбины в парохладитель приходится вводить свежий пар через дроссельный клапан 20 (фиг. 24). Свежий пар и пар от штоков поступают в парохладитель снизу, навстречу струе распыленного конденсата из форсунки.

При пуске турбины медленно приоткрывают дроссельный клапан и клапан, управляющий подачей конденсата в форсунку, регулируя их открытие таким образом, чтобы давление пара



Фиг. 23. Профили колец и гребешков лабиринтовых уплотнений:

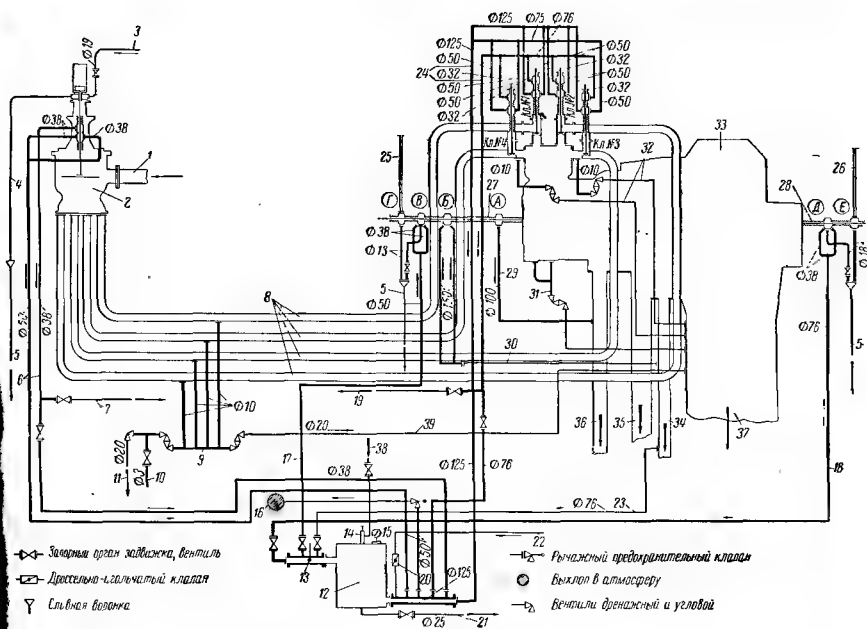
а — профиль переднего концевой уплотнения вала со стороны высокого давления; б — профиль заднего концевой уплотнения вала со стороны низкого давления; в, г и д — профили уплотнений лабиринтов низкого давления; 1 — уплотнительная латунная пластина (146); 2 — две прокладочные стальные пластины

турбины низкого давления или химически очищенная вода при начальной температуре, не превышающей 60°С.

Для питания паром последнего отсека уплотнений цилиндра используется пар, отбираемый из деаэратора (6 ата или 1,2 ата), имеющий температуру значительно более низкую, чем пар, просачивающийся через уплотнения из цилиндра. Таким путем, так же как и у остальных турбин, предотвращается разогрев обращенных к цилиндру стенок корпусов подшипников горячим паром, который мог бы просачиваться через уплотнения.

Для ограничения протечки пара через зазоры у штоков клапана автоматического затвора и регулирующих клапанов применяются также лабиринтовые уплотнения, состоящие из ряда кольцевых выточек на штоке. Буксы и шток образуют ряд последовательно располо-





Фиг. 24. Схема трубопроводов лабиринтовых уплотнений отсосов и дренажей турбины типа ВТ-25-4

1 — ввод свежего пара; 2 — паровой клапан автоматического затвора; 3 и 4 — подвод и слив воды из камеры охлаждения сервомотора клапана автоматического затвора; 5 — слив в канализацию с контрольными воронками; 6 — паропроводы отсоса пара от штока клапана автоматического затвора; 7 — отсос пара к сифону циркуляционной системы; 8 — перепускные трубы; 9 — коллектор дренажа из 6; 10 — ремень; 11 — продувка в канализацию; 12 — парохладитель; 13 — термометр для измерения температуры охлаждающего пара к прибору на ште турбины; 14 — форсунка; 15 — манометр (на ште турбины) для измерения давления пара в парохладителе; 16 — выпуск в атмосферу через предохранительный клапан; 17 и 18 — трубопроводы подачи охлаждающего пара к концам лабиринтовых уплотнений вала; 19 — отсос пара к сифону циркуляционной системы;

20 — дроссельный игольчатый клапан свежего пара; 21 — слив конденсата из 12 в подогреватель № 1; 22 — паропровод свежего пара; 23 — паропровод из 12 к подогревателю № 1; 24 — паропроводы отсоса пара от штоков регулирующих клапанов турбины; 25 и 26 — каминные трубы; 27 и 28 — герметичные и воздушные уплотнения вала турбины; 29 — паропровод отсоса пара из камеры А в подогреватель № 3; 30 — вакуумный отсос из камеры В в подогреватель № 1; 31 — дренаж из передней части цилиндра (из камеры регулирующего колеса); 32 — дренаж из паропроводов боковых клапанов в конденсатор; 33 — цилиндр турбины; 34, 35 и 36 — паропроводы отбора пара из турбины к подогревателям № 1, 2 и 3; 37 — выпускной трубопровод турбины; 38 — подвод основного конденсата турбины к 14; 39 — дренажный трубопровод из перепускных труб в конденсатор

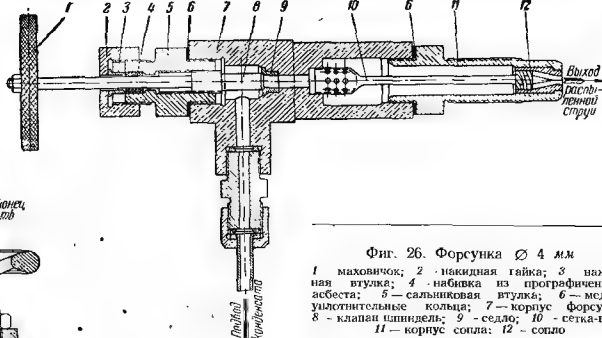
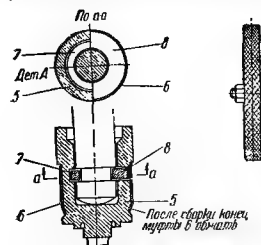
в парохладителе не превысило 0,5 атм, а температура держалась в пределах 125—140° С.

В дальнейшем, по мере углубления вакуума в период пуска, а также по мере повышения нагрузки и в период остановки, надлежит регулировать подачу свежего пара и конденсата таким образом, чтобы из каминов происходило лишь слабое парение в атмосферу, а температура уплотнительного пара поддерживалась

в указанных пределах. При избытке пара в парохладителе (о чем свидетельствует заметное парение из каминов при закрытом Дроссельном клапане на подаче свежего пара) следует излишек пара отводить в находящийся под вакуумом паропровод к подогревателю № 1. Открытие вентилей на паропроводе отсоса пара из парохладителя в подогреватель следует ограничивать настолько, чтобы не прекратить

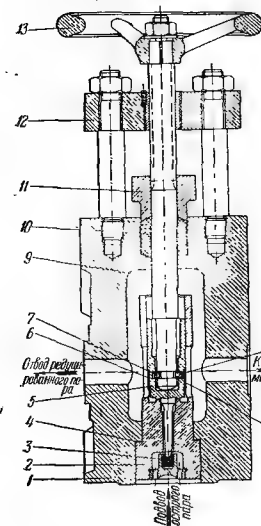
легкого парения из камней. Конденсат из пароохладителя спускается также в подогрева-

консатора и подогревателей, с тем чтобы в них было исключено скопление конденсата.



Фиг. 26. Форсунка $\varnothing 4$ мм

1 — меховик; 2 — наконечная гайка; 3 — втулочная втулка; 4 — набивка из прографического асбеста; 5 — сальниковая втулка; 6 — медные уплотнительные кольца; 7 — корпус форсунки; 8 — клапан шпинделя; 9 — седло; 10 — сетка-винт; 11 — корпус сопла; 12 — сопло



Фиг. 25. Дроссельный игольчатый клапан $\varnothing 6$ мм

1 — корпус; 2 — седло; 3 — сетка; 4 — паронитовая прокладка; 5 — клапан с иголкой; 6 — муфта; 7 и 8 — стопорные полукольца; 9 — шпиндель; 10 — набивка из прографического квадратного асбеста; 11 — игольчатая втулка; 12 — тронерез; 13 — меховик

Деталь А — крепление клапана к шпинделю

тель № 1 через трубопровод, присоединенный к его дну.

Во время эксплуатации надлежит следить за тем, чтобы бак пароохладителя 12 не переполнялся водой, которая может попасть в уплотнение и вызвать резкое охлаждение втулок, насаженных на вал. По той же причине надлежит следить за тем, чтобы паропроводы отсоса из уплотнений были хорошо изолированы и проложены с постоянным уклоном в сторону

Для наблюдения за давлением и температурой пара в пароохладителе на щите измерительных приборов турбины предусмотрены манометр 15 (условно показанный на фиг. 24) и гальванометр термопары 13, установленной на отводящем коллекторе пароохладителя. Кроме того, имеется манометр, присоединяемый к корпусу дроссельного игольчатого клапана 20 на стороне низкого давления. При остановке турбины надлежит продолжать подачу пара к лабиринтовому уплотнению, чтобы не допускать засасывания холодного воздуха в уплотнение и внутрь турбины. Протечка холодного воздуха через лабиринтовые уплотнения опасна по той причине, что остывание охлаждаемых наружным воздухом уплотнительных втулок, сидящих на горячем валу, приводит к появлению в них перенапряжений и остаточных деформаций и ослаблению их посадки (вследствие невозможности сокращения их радиальных размеров до охлаждения вала).

Поэтому при нормальной остановке турбины или экстренной ее остановке со срывом вакуума подача пара к лабиринтовому уплотнению может быть прекращена лишь после исчезновения вакуума в турбине, чтобы предотвратить резкое охлаждение уплотнительных втулок и внутренних частей турбины.

Встречающиеся в эксплуатации повреждения концевых лабиринтовых уплотнений заключаются в их износе или разрушении в результате задеваний гребешками вращающегося ро-

тора елок уплотнительных колец. Задевания могут иметь место при вибрации или временном температурном изгибе ротора вследствие неправильных режимов пуска турбины. При слишком быстром прогреве возможны задевания в осевом направлении, так как из-за различных расширений ротора и цилиндра могут быть выбраны осевые зазоры в уплотнениях. Те же явления могут появиться при резком падении температуры свежего пара, например при водяном ударе.

Задевания в уплотнениях весьма опасны по той причине, что могут вызвать местный перегрев ротора с остаточным его искривлением.

Чрезмерный износ концевых уплотнений недопустим, так как приводит к утечке пара.

Значительную опасность представляет износ промежуточных уплотнений диафрагм. Увеличение зазоров в уплотнениях диафрагм приводит к возрастанию протечки пара через уплотнения. Это может привести к чрезмерному повышению давления пара в пространствах между диафрагмами и дисками, что в свою очередь может вызвать значительное возрастание осевого усилия ротора и повлечь за собой расплавление и разрушение упорного подшипника с тяжелыми последствиями для проточной части турбины.

Глава восьмая

ПРОТОЧНАЯ ЧАСТЬ

§ 26. Сопловой аппарат регулирующей ступени

Проточной частью турбины называется совокупность тех ее деталей, в которых происходит преобразование тепловой энергии пара в механическую работу вращающегося ротора. Проточная часть образована направляющими и рабочими лопатками.

В турбинах высокого давления всех типов, выпускавшихся заводом до 1956—1957 гг., первая регулирующая ступень выполнялась в виде двухвенечной ступени скорости с подводом пара через четыре группы сопел.

В турбинах ВК-100 более поздних выпусков регулирующая ступень, оставаясь принципиально той же конструкции, подверглась известной модернизации в части формы каналов, сопел, рабочих и направляющих лопаток.

Оертание проточной части этой ступени в радиальных сечениях приобрело форму несколько расширяющегося сопла, что на основании экспериментальных исследований потерь в этой ступени должно повысить ее коэффициент полезного действия.¹

В турбинах типа ВК-50, начиная с выпуска 1957 г., в качестве регулирующей ступени будет применена одновенечная ступень давления,

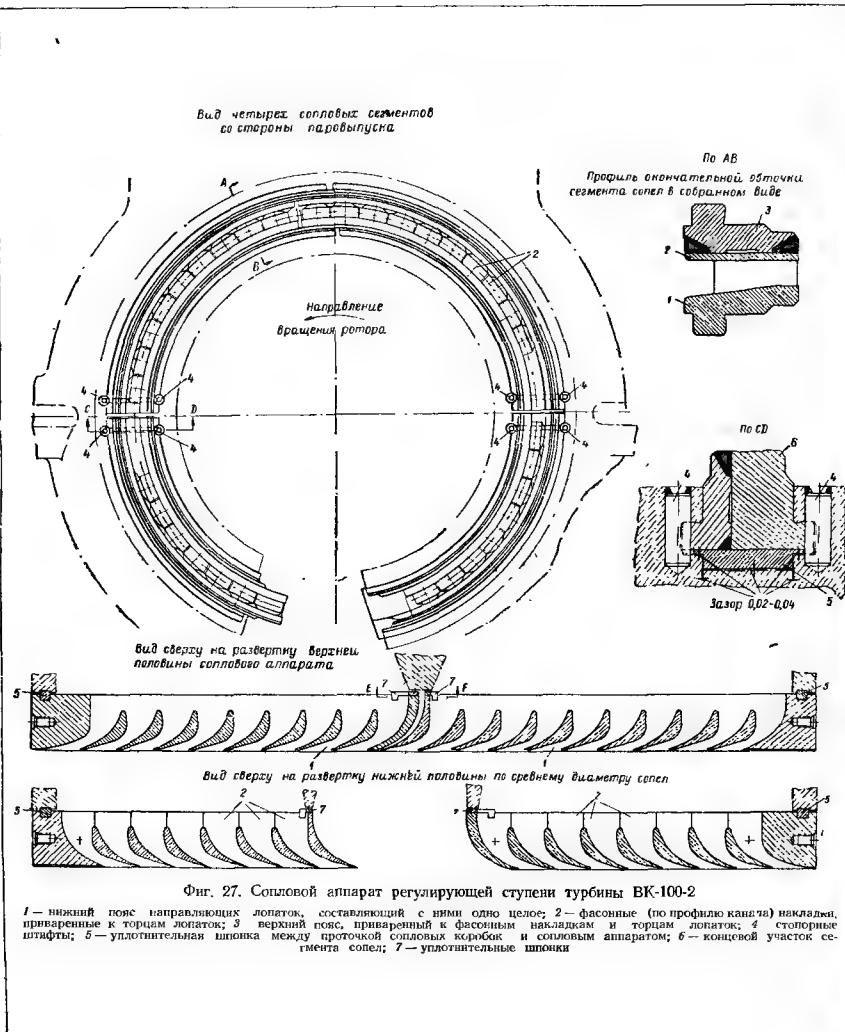
также с парциальным подводом пара через четыре группы сопел, соответственно примененному в турбинах высокого давления регулированию с помощью четырех регулирующих клапанов. В регулирующей ступени такого типа потери меньше, чем в двух венечных ступенях скорости.

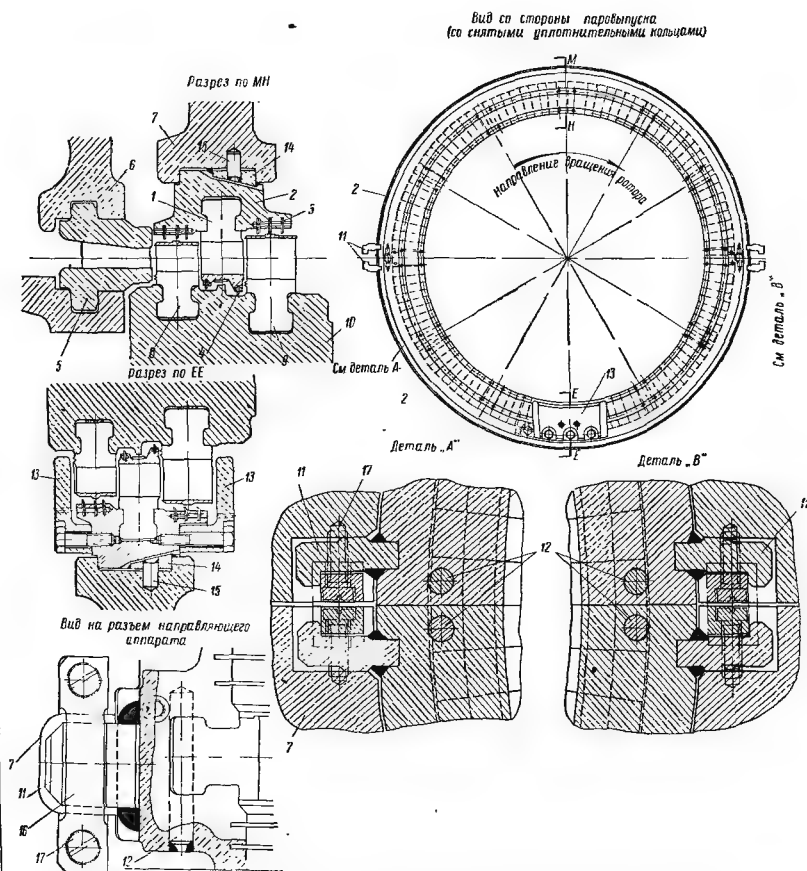
Аналогичная конструкция регулирующей ступени применена и в турбине нормального давления типа АП-25-2.

Конструкция регулирующих ступеней скорости турбин высокого давления показана на фиг. 28, где также изображен промежуточный направляющий аппарат этой ступени. На фиг. 27 изображен вид четырех сегментов-сопел регулирующей ступени со стороны выпуска пара и разрез через канал одного сопла.

Сегменты сопел фиг. 27 представляют собой сварную конструкцию, выполненную следующим образом. Лопатки выфрезерованы из одной поковки с внутренним поясом, ограничивающим сопловой канал со стороны, обращенной к оси турбины. Внешняя сторона каждого соплового канала закрыта плоскими фасонными накладками, имеющими очертания соплового канала. Эти накладки приварены с наружной стороны (с торца) к лопаткам, образуя после сварки сплошную ленту, к которой, в свою очередь, приваривается внешний пояс. Сегменты в окончательно обработанном виде заходят со стороны разреза цилиндра в пазы, выточенные в сопловых коробках.

¹ Новый профиль проточной части в ступени скорости принят на основании испытаний, проводившихся на кафедре энергостроительства Московского Энергетического института имени Молотова.





Фиг. 28. Двухвенечная регулирующая ступень скорости турбины типа ВК-100-2

1 — направляющие лопатки; 2 — обшивки направляющего аппарата (верхняя и нижняя); 3 — радиальные уплотнительные рабочие лопатки; 4 — радиальные уплотнения направляющих лопаток; 5 — сегменты ступени скорости; 6 — сопловая коробка; 7 — цилиндр турбины; 8 — лопатки первого венца ступени скорости; 9 — лопатки второго венца; 10 — ротор (диск цельнокованного ротора); 11 — лопатки с захватами направляющего аппарата; 12 — сегменты направляющего аппарата; 13 — передний и задний вентили; 14 — вертикальные шпонки; 15 — штифты шпонок; 16 — пластины лопаток; 17 — винты, крепящие пластины 16 к цилиндру.

Сегменты закрепляются у раззема двумя цилиндрическими штифтами, обваренными с наружного торца.

Противоположные концы сопловых сегментов уплотнены по отношению к сопловым коробкам специальными шпонками.

Если температура сопловых сегментов отличается от температуры сопловых коробок, то уплотняющие шпонки не препятствуют проскальзыванию сегментов относительно сопловых коробок в результате теплового расширения.

Сегменты сопел изготавливаются из нержавеющей стали. Канал сопла подвергается после окончательной обработки нитрации (азотированию), что предотвращает износ кромок соплового аппарата твердым уносом котловой воды, содержащимся в паре.

Зазоры между соплами и рабочими лопатками регулирующих ступеней указаны в приложении 1.

§ 27. Направляющий аппарат ступеней скорости

Назначение направляющего аппарата ступеней скорости заключается в том, чтобы изменить направление потока пара после прохождения им первого венца рабочих лопаток в целях использования его скорости для активного воздействия на лопатки второго венца регулирующей ступени. Направляющий аппарат состоит из лопаток, набранных в обойму, состоящую из двух частей (фиг. 28).

Части обоймы вставлены в расточки верхней и нижней половин цилиндра. Отличительной особенностью конструкции проточной части регулирующей ступени, как это видно из фиг. 28, является тщательное уплотнение каналов, по которым протекает пар. Это уплотнение достигается осевыми зубцами, вытачиваемыми у основания рабочих лопаток, и свешивающимся заостренным краем верхнего банджа рабочих лопаток. Кроме того, в обойме направляющего аппарата заделаны над банджами каждого из двух рабочих лопаточных венцов по три ленточных уплотнения, препятствующих перетеканию пара помимо канала рабочих лопаток. Два аналогичных уплотнения заделаны в банджа промежуточных направляющих лопаток.

Уплотнения изготавливаются из нержавеющей стали и должны быть заострены до 0,5 мм по толщине. Соблюдение незначительных зазоров в этих уплотнениях (не больших, чем указано в таблицах приложения 1) весьма важно для экономичной работы турбины.

Для сохранения центровки промежуточного направляющего аппарата по отношению к ротору и предотвращения его коробления под действием температурных деформаций, которые могли бы вызвать сработку уплотнений, обойма направляющего аппарата подвешена вблизи плоскости горизонтального раззема на специальных лапках, показанных на фиг. 28.

Крючок лапки плотно пригоняется к поперечной планке, вделанной во фрезерованный паз на плоскости раззема цилиндра. Крючок лапки, удерживая концы обоймы, предотвращает искажение круглой формы обоймы направляющего аппарата под действием температурных деформаций. Такое явление наблюдалось в турбинах первоначальных выпусков, не имевших описываемой конструкции крепления и подвески, в результате чего срабатывалось уплотнение лопаток регулирующих ступеней и появлялась значительная наработка на банджах. Боковые лапки должны пригоняться таким образом, чтобы плоскости раззема обеих половин обоймы были утоплены по отношению к плоскости раззема цилиндра на 0,1—0,15 мм каждая.

Для предотвращения поперечных смещений обоймы направляющего аппарата, в верхней и нижней половинах его, в вертикальной плоскости пригнаны косые шпонки (фиг. 28), заштифованные и приваренные к цилиндру. Благодаря наличию лапок и в верхней половине обоймы, при разборке цилиндра верхняя половина обоймы поднимается с верхней половиной цилиндра.

В тех местах, где по окружности регулирующего колеса между сегментами сопел имеются свободные промежутки, к обойме направляющего колеса приболочены щитки 13, покрывающие рабочие лопатки регулирующей ступени. Наличие щитков уменьшает вентиляционные потери, которые возникают вследствие того, что рабочие лопатки, не заполненные паром, поступающим из сопел, работают как вентилятор, захватывая и перемещая пар, заполняющий камеру регулирующей ступени. Болты, крепящие щитки к обойме, должны быть прихвачены к щиткам с помощью электросварки. Направляющие лопатки, вставленные в обойму, должны прилегать друг к другу плотно. Щуп толщиной 0,05 мм не должен проходить между лопатками по всей ширине хвоста. Лопатки, прилегающие к плоскости раззема, должны быть пригнаны заподлицо с ней или же с утоплением до 0,15 мм.

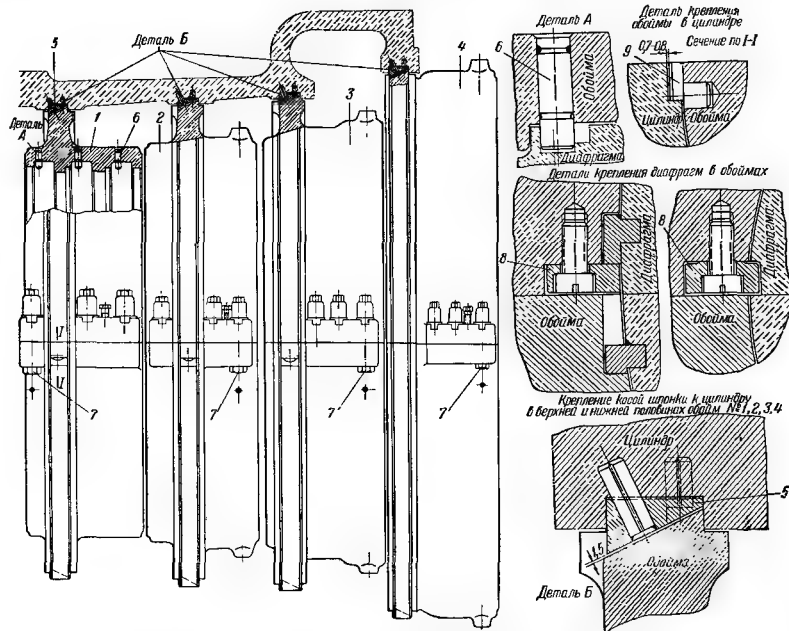
Хвосты лопаток, находящихся у раззема, шлифуются через обойму цилиндрическими

штифтами 12 под развертку, которые прихватываются с торца электросваркой.

Между отдельными сегментами бандажа направляющих лопаток должны быть предусмотрены температурные зазоры величиной 0,5—1,0 мм.

диафрагмы, более совершенные как в эксплуатационном, так и в производственном отношении.

Диафрагмы установлены в обоймах, а обоймы в цилиндре таким образом, чтобы несмотря на различные температуры их, а следо-



Фиг. 29 а. Обоймы ЦВД турбины ВК-100-2 (первоначальная конструкция)

1, 2, 3, 4 — обоймы; 5 — косые шпонки; 6 — штифты для центровки диафрагм; 7 — контрольные болты; 8 — шпонки, удерживающие верхние половины диафрагм при разборке цилиндра; 9 — лапки для подвески первых обойм

§ 28. Диафрагмы и обоймы диафрагм

В турбинах в. д. применяются два типа диафрагм: стальные — в первых ступенях турбины и чугунные с залитыми лопатками из нержавеющей стали — в части низкого давления. Первоначально стальные диафрагмы выполнялись с наборными фрезерованными лопатками, которые с помощью вилочного хвоста и заклепок соединялись с телом диафрагмы. В дальнейшем ЛМЗ перешел на цельносварные

важно, и деформации во время работы турбины, оси их совпадали между собой и с осью цилиндра. Достигается это следующим путем. Нижние половины обойм подвешены у разреза цилиндра на специальных шпонках (фиг. 29 а и б), удерживающих обоймы от перемещений в вертикальной плоскости. Радиальные зазоры между гребнями обойм и дном расточек в цилиндре должны быть не меньше 1,5 мм для обеспечения беспрепятственного расширения обойм. Зазоры в местах пригонки специальных

шпонок к цилиндру показаны на деталях фиг. 296 и в приложении 3 в конце книги. Конструкция специальных шпонок различна в зависимости от того, из какого материала сделана обойма. К стальным обоймам шпонка приваривается, ее конструкция показана на сечении по ДД фиг. 296. К чугунным обоймам шпонка крепится двумя винтами, головки которых прихватываются электросваркой (см. сечение по ЕЕ).

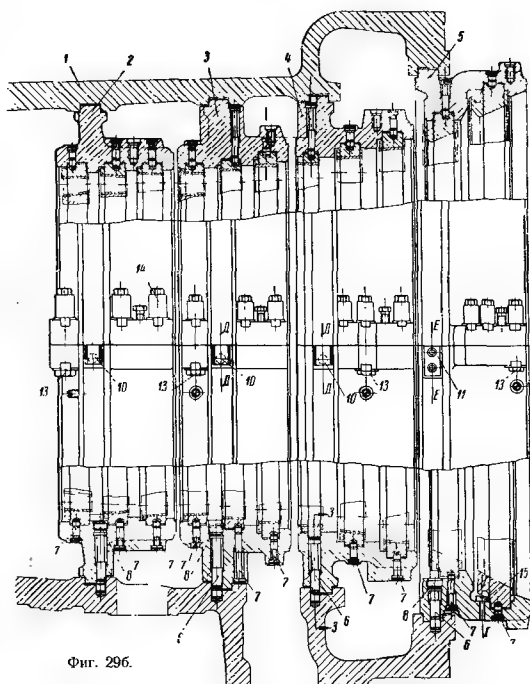
В турбинах, выпускавшихся заводом до 1955 г., чугунные обоймы не имели подвески на шпонках, а устанавливались непосредственно в расточки цилиндра на штифтах.

Обоймы имеют жесткое фланцевое соединение обеих половин в горизонтальном разрезе, осуществляемое с помощью точных болтов, имеющих цилиндрический участок, плотно сидящий в отверстии, проходящем через фланцы обеих половин обойм. В связи с этим дополнительное крепление верхних половин обойм не требуется. Для производства центровки в вертикальной плоскости к нижним торцам специальных шпонок, на которых обоймы висят, привинчиваются стальные прокладки II, толщина которых пригоняется во время центровки обойм в цилиндре.

Для того чтобы предотвратить боковые перемещения обойм, в нижних половинках их, в вертикальной плоскости, проходящей через ось турбины, установлены цилиндрические штифты. Отверстия для этих штифтов засверливаются и разворачиваются совместно в обойме и цилиндре после центровки обойм.

В конструкциях турбин, выпускавшихся заводом до 1955 г., поперечное перемещение обойм предотвращалось наличием сверху и внизу двух косых шпонок между верхней и нижней половинами обоймы и цилиндром.

Крепление диафрагм в обоймах должно быть выполнено таким образом, чтобы при работе турбины сохранялись радиальные зазоры между уплотнениями диафрагм и ротором и



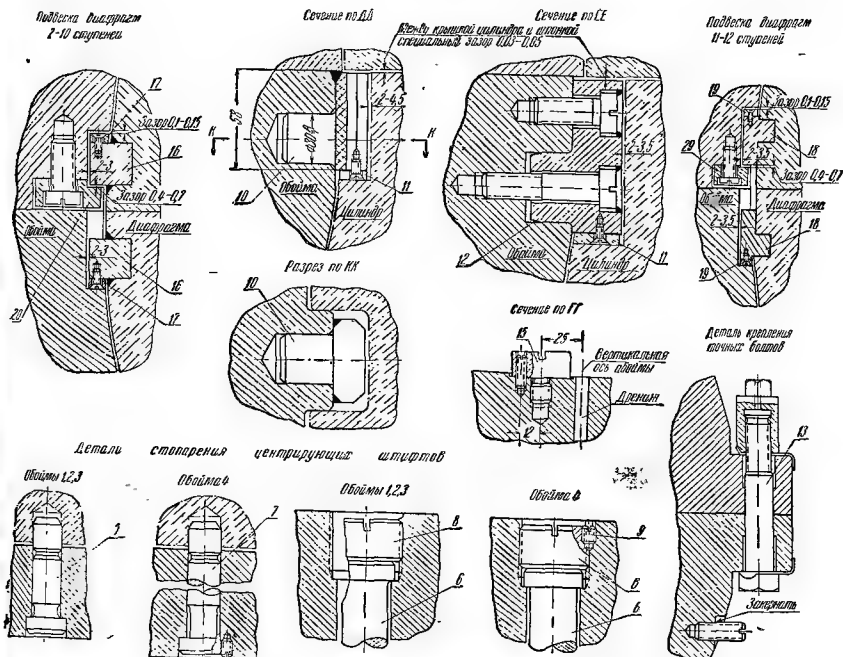
Фиг. 296.

чтобы между гребнем диафрагмы и дном расточки в обойме был концентричный радиальный зазор не менее 1,5 мм, необходимый для температурного расширения диафрагмы.

Достигается это конструкцией подвески, аналогичной подвеске обойм в цилиндре. Конструкция специальных шпонок диафрагм ясна из фиг. 29 а и б.

Диафрагмы не имеют крепления по горизонтальному разрезу. Поэтому в отличие от обойм каждая половина диафрагмы имеет самостоятельную подвеску в соответствующей половине обоймы.

Верхние половин диафрагм при разборке обойм поднимаются вместе с верхними половинами последних. Достигается это тем, что верхняя половина диафрагмы, так же как и нижняя, имеет две боковые шпонки («лапки»), которые



Фиг. 29 б. Обоймы ЦВД турбины ВК-100-2 (модернизированная конструкция)

1 — цилиндр высокого давления; 2, 3, 4, 5 — обоймы I, II, III и IV; 6 — центрующие штифты обойм; 7 — центрующие штифты диафрагм; 8 — стопорные резьбовые пробки; 9 — винт, предотвращающий выравнивание пробки 8; 10 — лапки (шпонки) для подвески обойм; 11 — пригоночная прокладка для центровки обойм I, II и III в цилиндре; 12 — лапки (шпонки) для подвески обойм IV в цилиндре; 13 — точные болты, устанавливаемые «под развертку» для соединения верхних и нижних половин обойм; 14 — обычные скрепляющие болты; 15 — специальный винт, создающий «шор» после дренажного отверстия для отвода отпариваемой влаги; 16 — лапки (шпонки) для подвески диафрагм в обоймах; 17 — центрующие накладки; 18 — лапки (шпонки) чугунных диафрагм; 19 — центрующие пластины; 20 — пластины, удерживающие верхние половин диафрагм в обоймах

при подъеме верхней части обоймы ложатся на поддерживающие шпонки обоймы, закрепленные во впадинах у горизонтального разреза (см. фиг. 29).

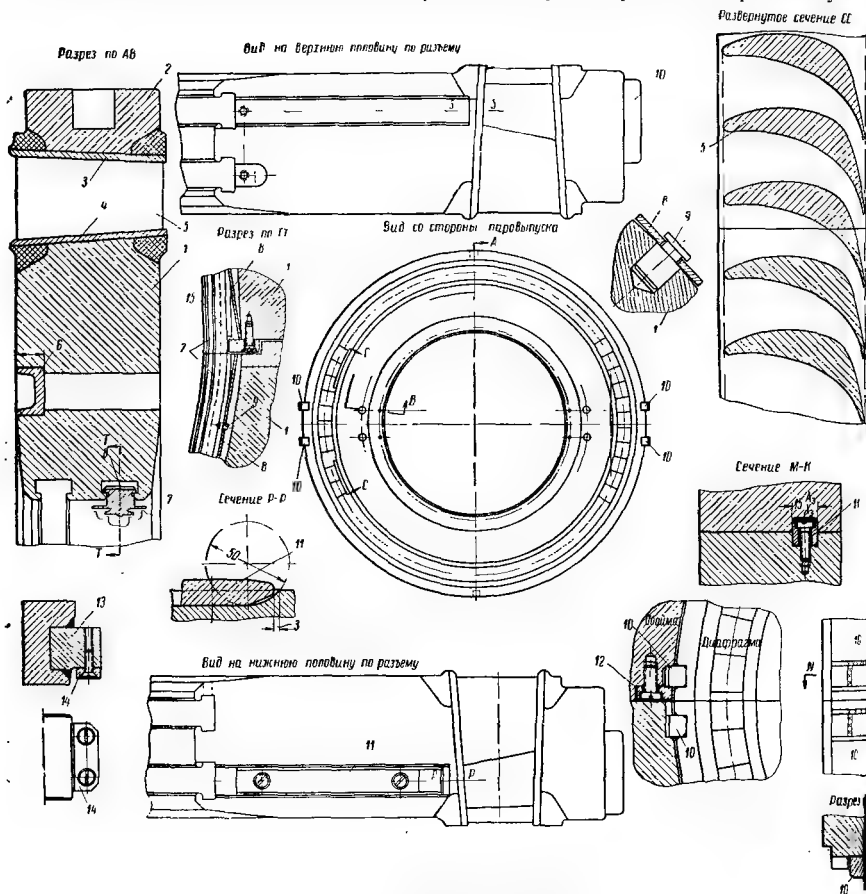
Между пригоночными прокладками, закрепляемыми на торцах боковых лапок верхних половин диафрагм, и дном углубления, выфрезерованного во внутренней расточке обоймы, должен быть зазор, чтобы было возможно беспрепятственное сближение разреза обойм. Необходимые зазоры показаны на фиг. 29 и в приложении 3.

В горизонтальном направлении между лапкой и обоймой также должен быть зазор для беспрепятственного расширения диафрагмы в поперечном направлении. Положение диафрагм в обоймах фиксируется двумя радиальными штифтами вверх и вниз. Отверстия для этих штифтов засверливаются с внешней стороны через стенки обойм.

В турбинах, подлежащих выпуску в 1956—1957 гг., фиксация положения диафрагм в поперечном к оси турбины направлении будет несколько отличаться от применявшейся в ранее

выпущенных турбинах. В обode на горизонтальном разрезе нижних половин диафрагм предполагается установить вертикальный штифт, который с малым зазором будет входить в отверстие

верхней половины диафрагмы. В этом случае отпадает необходимость ставить в верхней половине диафрагмы (по вертикальной оси) штифт, засверливаемый через обойму.



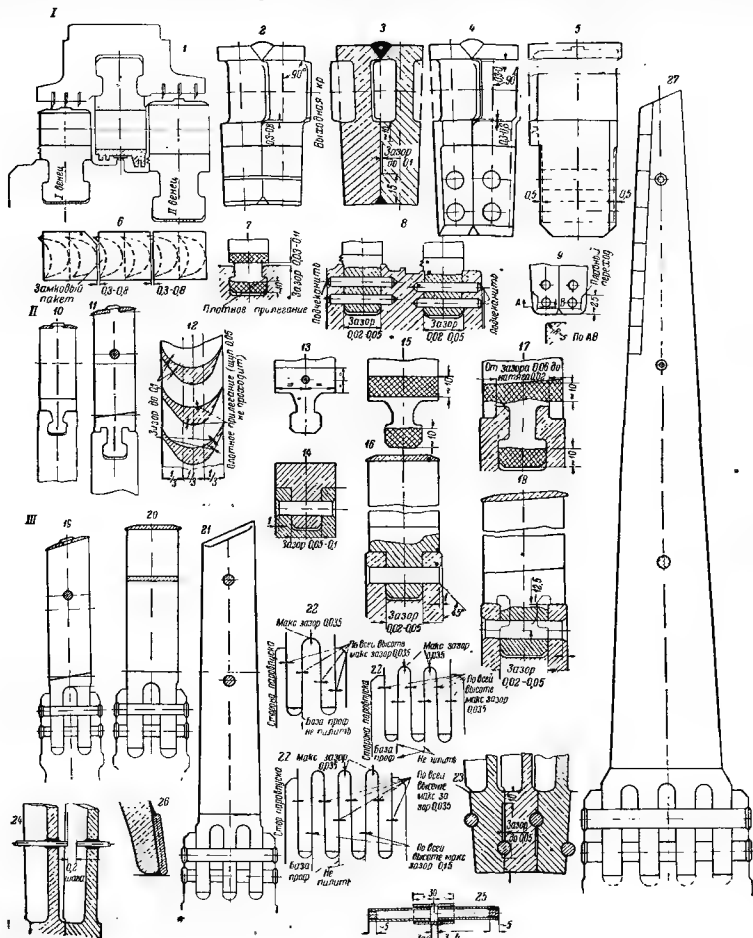
Фиг. 30 а. Сварные диафрагмы

1 — тело диафрагмы; 2 — обод диафрагмы; 3 — верхняя лента; 4 — нижняя лента; 5 — направляющие лопатки; 6 — пробы; 7 — сегменты уплотнения; 8 — плоские пружины уплотнения; 9 — штифты-заклепки пружин 8; 10 — опорные латки диафрагм; 11 — шпонка в горизонтальном разрезе диафрагмы; 12 — планка, удерживающая верхнюю половину диафрагмы в обойме; 13 — модернизированная опорная латка 10 с пригонной пластиной 14; 15 — створные пластины пружин 8.

В турбинах, выпускавшихся до 1956 г., чугунные диафрагмы и часть сварных устанавливались в обоймах без подвески на шпонках.

Диафрагмы в этом случае устанавливаются в расточке обоймы на коротких радиальных

штифтах, которые пригоняются таким образом, чтобы зазор в стыке между половинами диафрагм при сборке в обоих направлениях не превышал для стальных диафрагм 0,1—0,15 мм (фиг. 30) и до 0,25 мм для чугунных диафрагм. Эти зазоры



проверяются по разнице в толщинах свинцовых проволок, которые при проверке прокладываются в разъеме обоймы и в стыках диафрагм, после чего обоймы сбаличивают, сжимая проволоки.

В разьеме все диафрагмы снабжены уплотняющей шпонкой, прикрепляемой винтами к нижней половине диафрагм. Крепление верхних половинок чугунных диафрагм в обоймах льяково, что они поднимаются совместно с верхними половинами обойм.

Все диафрагмы снабжены уплотнениями по отношению к ротору с тем, чтобы воспрепятствовать перетеканию пара помимо направляющих лопаток.

Величины радиальных и осевых зазоров в уплотнениях диафрагм см. в приложении 2.

Радиальным зазором в уплотнениях диафрагм при ревизиях турбин должно быть уделено особое внимание (см. § 25).

Для стальных диафрагм ширина гребня, входящего в расточки обойм, делается такая, чтобы плотность посадки соответствовала примерно «ходовой».

В чугунных диафрагмах на гребне, со стороны пара, установлен ряд коротких цилиндрических штифтов, приливкой которых достигается необходимая плотность посадки гребней диафрагм в расточках обойм, которая должна также соответствовать «ходовой» или «широкоходовой».

При сборке диафрагм необходимо обратить внимание на то, чтобы они входили в расточки обойм свободно, но без излишнего зазора.

§ 29. Рабочие лопатки

В турбинах в. д. и в турбине АП-25-2 применяются рабочие лопатки следующих типов (фиг. 31).

Лопатки ступеней скорости (поз. 1—5). Для всех турбин, кроме турбины

БК-100-2, эти лопатки полностью унифицированы. В турбинах БК-100-2 они имеют большую высоту. Лопатки изготавливаются за одно целое с участком бандажки и поступают на сборку в виде пакета из двух лопаток, сваренных между собой по бандажу и хвосту. При наборке лопаток на диск между бандажками каждой пары лопаток выдерживается зазор от 0,3 до 0,8 мм.

Заведенные в пазы диска эти лопатки, изготовленные из аустенитной стали, обладающей большим коэффициентом теплового расширения, чем материал ротора, могут иметь незначительную качку. Иногда для исключения качки под каждый пакет отдельными кусками подкладывается лента из мягкой стали (размер ленты 23×2 мм), причем лента пригоняется таким образом, чтобы хвосты плотно прилегали снизу к щекам диска в местах, указанных на поз. 7. Хвосты лопаток между отдельными пакетами пригоняются по краске так, чтобы расположение отпечатков соответствовало показанному на поз. 7. Не допускаются зазоры между двумя пакетами в заштрихованных местах. В середине же между заштрихованными местами зазор составляет до 0,1 мм.

Каждый ряд лопаток имеет два замковых пакета (поз. 4 и 5). Хвосты замковых лопаток ступени скорости и их крепление на диске с помощью заклепок показаны на поз. 8.

Для получения наибольшей плотности хвосты лопаток замковых пакетов тщательно припиливаются к поверхности хвостов соседних пакетов и сажаются на место втугой ударами молотка. Боковой зазор между лопатками и щеками диска должен составлять 0,02—0,05 мм. Максимальное отклонение от шага замкового пакета не должно превосходить 2 мм.

Каждый замковый пакет крепится четырьмя заклепками из стали 25ХМФА, как показано на поз. 4 и 8, причем края отверстий после плотной установки заклепок подчеканиваются.

Фиг. 31. Рабочие лопатки

1—облапачивание ступеней скорости; 2 и 3—рабочие и направляющие лопатки ступеней скорости; 4 и 5—пакет рабочих лопаток; 6—вид сверху на бандаж сваренных пакетов рабочих лопаток с замковым пакетом; 7—положение хвостов лопаток в пазу диска и следы краски при пригонке пакетов лопаток между собой; 8 и 9—хвосты замковых лопаток; 11—лопатки ступеней давления с Т-образными хвостами, с отдельными промежуточными телами и целюнофрезерованием; 10—лопатки ступеней давления с Т-образными хвостами, с отдельными промежуточными телами и целюнофрезерованием; 11—лопатки с Т-образным хвостом и замком для щек диска; 12—пригонка лопаток к промежуточным телам; 13 и 14—хвостовая часть замковых лопаток с отдельными промежуточными телами; 15—следы краски при пригонке между собой целюнофрезерованных лопаток; 16—хвостовая часть целюнофрезерованных лопаток; 17—следы краски при пригонке между собой лопаток с замком для щек диска; 18—хвостовая часть замковой лопатки по фиг. 11.

11—лопатки последних ступеней постоянного и переменного сечения с выкатными хвостами; 19—лопатки постоянного сечения с выкатными хвостами; 20—двухъярусная лопатка регулирующей ступени отбора с полноразмерной диафрагмой; 21 и 27—лопатки переменного сечения с выкатными хвостами; 22—пригонка выкатных хвостов по колесу; 23—пригонка хвостов лопаток между собой по радиальному конусу; 24—стык ступеней скрепленной проволокой; 25—соединение сегментов скрепленной проволокой трубчатого сечения в последних ступенях; 26—припойка стелитовых пластин к входной кромке последней ступени; 27—лопатки последних ступеней турбин БК-100-2 и БК-50-1.

После наборки на колесо лопаток ступени скорости производится механическая обработка бандажей и гребешков уплотнений.

Лопатки ступени скорости изготавливаются из аустенитной стали марки ЭИ-123. Они работают в тяжелых условиях как в отношении высокой температуры, так и нагрузки (вследствие парциального подвода пара в д.). Поэтому при ревизиях турбин надлежит тщательно проверять их состояние. Магнитная проба для лопаток из аустенитной стали неприменима, так как эта сталь немагнитна. Поэтому контроль лопаток должен производиться с помощью осмотра через лупу и в случае необходимости — путем травления.

Лопатки регулирующей ступени давления турбин типа ВР-25, так же как и лопатки регулирующих ступеней скорости, изготавливаются за одно целое с примыкающим к ним участком бандажа и поступают на сборку в виде пакета из двух сваренных между собой лопаток. Сварка производится по стыку участков бандажа и по периметру хвостов лопаток (за исключением участка канала между лопатками). Характер крепления лопаток регулирующей ступени на диске и материал лопаток те же, что в ступенях скорости турбин высокого давления.

Лопатки постоянного сечения с Т-образным хвостом целеночно-фрезерованные и с отдельными промежуточными телами (поз. 10—11). Эти лопатки применяются для первых ступеней давления всех турбин. Они имеют на вершине шипы, с помощью которых прикрепляется ленточный бандаж. Хвосты лопаток пригоняются друг к другу по краске, причем припиливается сторона внутреннего конуса. Расположение отпечатков краски должно соответствовать заштрихованным местам поз. 15 для лопаток ступеней, следующих за пятой, и по всей поверхности хвоста для предыдущих ступеней. Не допускается наличие зазора в местах, заштрихованных на этом эскизе. В середине между несприкасающимися частями хвостов допускается зазор до 0,1 мм.

Посадка лопаток в диски должна быть плотная, без качки, но двигаться по пазу лопатки должны от легких ударов молотком.

В каждом диске имеется две замковых лопатки, посадка и крепление которых с помощью заклепок показаны на поз. 16.

Для получения наибольшей плотности наборки хвосты замковых лопаток тщательно припиливаются к поверхностям хвостов сосед-

них лопаток и сажаются на место втугой ударами молотка. Максимальное отклонение от шага для замковых лопаток не должно превышать +1 мм. К щекам дисков замковые лопатки пригоняются с боковым зазором, показанным на поз. 16.

Отклонение набранного количества лопаток от расчетного при перелопачиваниях (что может иметь место за счет отклонения в толщинах хвостов опасных лопаток) допускается в пределах до 1% от числа лопаток.

После наборки лопаток на диск на лопатки надевается бандажная лента в виде отдельных сегментов. Бандажная лента должна надеваться на шипы без значительных усилий, от легких постукиваний молотком. Прилегание ленточных бандажей к торцам лопаток должно быть плотное; максимальный допускаемый зазор 0,1 мм.

Температурные зазоры между сегментами бандажа составляют 0,3—1 мм для первых ступеней и 1—1,5 мм для последних. Бандаж должен быть заострен со стороны впуска пара.

После надевания бандажа на лопатки шипы расклеиваются по периметру, причем должно быть обращено самое тщательное внимание на то, чтобы не подвергать шипы излишним ударам, могущим вызвать наклеп и трещины у их основания.

Бандажная лента при перелопачивании должна накладываться на лопатки таким образом, чтобы замковые лопатки располагались не у краев бандажа. В отдельных ступенях ЛМЗ для повышения жесткости соединения бандажа с лопатками применяется припайку бандажных сегментов к лопаткам серебряным припоем.

В случае перелопачивания на станциях, нужно иметь в виду, что после закрепления бандажа на лопатках производится его обработка, выражающаяся в том, что края бандажа протачиваются для получения заострения (см. вынос) и необходимой величины свеса над кромкой лопатки. Свес бандажей над входной кромкой должен составлять 1,25—1,0 мм, а над выходной кромкой 0,75—0,5 мм, причем эти величины надо измерять от кромки наиболее выступающей лопатки.

В первых ступенях турбин применяются также лопатки постоянного сечения с Т-образным хвостом и отдельными промежуточными телами (поз. 10). Лопатки этого типа изготавливаются из светлокотанной профильной нержавеющей стали, причем хвосты Т-образного профиля фрезеруются. Промежуточные тела изготавливаются из мягкой углеродистой стали.

В облопаченном диске прилегание лопаток к промежуточным телам должно быть плотное (щуп 0,05 не проходит) по середине профиля на $\frac{1}{3}$ ширины, у кромок допускается зазор до 0,1 мм. В каждом диске имеются два диаметрально противоположных выреза для замков. Лопатки, прилегающие к замкам, по одной с каждой стороны, должны быть припаяны серебряным припоем к соседним промежуточным телам по всей площади их соприкосновения. Кроме того, их прошивают штифтом, как показано на поз. 13. Замковые лопатки должны быть плотно пригнаны к смежным с ними лопаткам, причем максимально допускаемое отклонение от шага +1 мм. К пазу диска замковые лопатки тщательно пригоняются с зазором 0,05—0,1 мм по ширине (как показано на поз. 14 фиг 31).

В турбине ВК-100-2 для седьмой и десятой ступеней применяются лопатки постоянного сечения с Т-образным хвостом и замком для щек диска, как показано на поз. 17.

Для этих лопаток сохраняются все вышеприведенные указания относительно посадки на диск; дополнительно следует иметь в виду, что зазор в замке для щек диска должен быть таким, как указано на поз. 17, а зазор при посадке замковой лопатки таким, как показано на поз. 18.

Лопатки постоянного сечения с вильчатым хвостом. Для длинных лопаток применяется вильчатый хвост с креплением на диске с помощью заклепок. Лопатки такого типа показаны на поз. 19. Они снабжены наклонным ленточным бандажом и прошиты скрепляющей проволокой.

Хвосты лопаток также пригоняются друг к другу по краске, причем припиливается сторона наружного конуса. Зазоры между каждыми двумя соседними лопатками в местах расположения отпечатков краски по всей ширине хвоста не допускаются. Отпечатки краски должны быть расположены на верхней и нижней частях хвостов поисками шириной 10 мм, между которыми допускается зазор до 0,05 мм, как показано на поз. 23.

На поз. 22 показана пригонка хвостов к гребню диска. Пригонка (припиловка) хвостов по гребню диска была ранее большой и трудоемкой работой. После пересмотра допусков на изготовление хвостов лопаток и гребней дисков пригонка хвостов лопаток в настоящее время почти полностью исключается, причем обеспечивается необходимая надежность посадки лопаток.

Посадка лопаток на гребень должна производиться с некоторым усилием — в пределах от «плотной от руки» до легких ударов небольшим молотком. Припайка скрепляющей проволоки к лопаткам серебряным припоем показана на поз. 24.

После наборки лопаток на диск производятся рассверловка и развертка отверстий для заклепок. Заклепки должны сидеть в отверстиях плотно и с обоих концов расклепываются до заполнения конуса (зенковки), сделанного с обоих концов отверстия под углом 45° на глубину 1 мм.

Лопатки переменного сечения с вильчатыми хвостами (поз. 21 и 27). Лопатки этого типа применяются в последних ступенях турбин. В зависимости от длины, эти лопатки имеют трех-, четырех- и пятивильчатые хвосты, посадка которых на гребень диска показана на поз. 22.

Эти лопатки прошиваются проволочным бандажом. В турбинах ВК-100-2 и ВК-50-1 последние лопатки имеют три ряда проволочного бандажа, причем оба верхних ряда для облегчения имеют трубчатое сечение (поз. 25).

Входные кромок двух последних рядов лопаток защищены от эрозийного износа стелитовыми пластинками, припаянными к кромкам лопаток серебряным припоем (поз. 26). Пластинки по высоте должны плотно прилегать друг к другу. Пластинки должны быть пригнаны заподлицо с входной кромкой лопаток, а верхние пластинки, кроме того, заподлицо со скосом лопатки.

Для нормальной работы лопаток весьма важно, чтобы отклонение их от радиального положения и отклонение от плоскости ступени (аксиальное отклонение) были бы невелики. В табл. 13 и 14 приведены величины допускаемых тангенциальных и аксиальных отклонений лопаток на колеса в зависимости от их длины.

Таблица 13

Допускаемые тангенциальные отклонения лопаток на колеса (отклонения от радиального положения)

Длина лопаток, мм	30—180	180—280	280—665
Допускаемые отклонения, мм ±	± 0,5	± 1,0	± 2,0

¹ Контроль производится для всех ступеней у верхнего конца лопатки.

Таблица 14

Допускаемые аксиальные отклонения лопаток на колеса (отклонение от плоскости колеса)			
Длина лопаток, мм	30-90	90-140	140-190
Допускаемые отклонения, мм ¹	±0,2	±0,3	±0,5
Длина лопаток, мм	190-280	280-665	
Допускаемые отклонения, мм ¹	±0,8	±1,5	

¹ Для лопаток переменного сечения (последних ступеней) отклонение от вертикальной плоскости в связи с конической формой лопатки указывается в чертеже и равно соответственно 6,3; 18,6; 43,1 мм для трех последних ступеней турбины БК-100-2 и БК-50-1.

В качестве материалов для рабочих лопаток применяются следующие сорта стали:

для первых ступеней давления	сталь	1X13
» последних ступеней	»	2X13
бандажная лента	»	1X13
заклепки замковых лопаток	»	25ХМФА
» лопаток с вильчатыми хвостами при длине лопаток меньше 140 мм	»	1X13
заклепки лопаток с вильчатыми хвостами при длине лопаток больше 140 мм	»	25ХМФА
скрепляющая проволока	»	1X13

Чрезвычайно надежным методом контроля состояния облопачивания при ревизиях и качества сборки при перелопачиваниях является внедренное заводом осциллографирование частот собственных колебаний пакетов лопаток.

Сохранение в эксплуатации установленных заводом вибрационных характеристик облопачивания имеет первостепенное значение для надежной работы турбин.

Дефекты, которые не могут быть обнаружены при наружном осмотре лопаток (например, дефекты в хвостовой части лопаток или трещины в проволоке), косвенно обнаруживаются по отклонению частоты собственных колебаний пакета и по разбросу величины частот отдельных пакетов.

Вибрационные характеристики облопачивания турбин приведены в приложении 6. Ввиду возможного их пересмотра заводом, из-за усо-

вершенствования конструкции лопаток, при перелопачиваниях следует получать подтверждение завода о пригодности предполагаемых к установке профилей лопаток и связей.

§ 30. Модернизация проточных частей турбин высокого давления

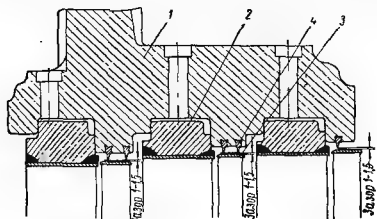
За последние годы в лабораториях завода и ряда институтов были проведены широкие экспериментальные и теоретические исследования в области аэродинамики турбинных ступеней. Результаты этих работ дают основания для проектирования новых профилей направляющих и рабочих лопаток и новой конструкции проточных частей турбин, которые будут обладать более высоким коэффициентом полезного действия, чем выпускавшиеся до 1956 г.

Новые профили направляющих и рабочих лопаток отличаются тем, что увеличивается степень реактивности ступеней.

Повышение степени реактивности на среднем диаметре облопачивания исключает появление отрицательной реакции у корня рабочего лопаток. Надлежащая закрутка лопаток уменьшает вероятность радиальных протеканий пара по высоте лопатки. Как установлено экспериментальным путем на вращающемся турбинном венце, степень реакции изменяется по высоте лопаток. У корня лопаток реактивность понижается и, как сказано выше, может стать отрицательной, т. е. в нижней части лопатки вместо расширения пара с использованием его энергии для превращения в работу вращающегося ротора, может иметь место некоторое повышение давления за рабочими лопатками по сравнению с давлением перед ними. Эти обстоятельства заметно снижают к. п. д. ступени облопачивания лопатками старых профилей без закрутки по высоте и с малой степенью реакции.

У вершин лопаток постоянного профиля возникает значительная положительная реактивность, т. е. давление в зазоре между направляющими и рабочими лопатками значительно выше, чем за ступенью. Это обстоятельство вызывает существенные потери на протекании пара помимо рабочих лопаток через радиальный зазор между вершинами лопаток и ободами. Для уменьшения протечек целесообразно уменьшить осевой зазор между кройкой баббига рабочих лопаток и диафрагмой со стороны входа пара, а также установить радиальные уплотнения на бандаже, как это сделано например, в регулирующих ступенях (ср. фиг. 32).

Усовершенствование турбинных ступеней может проводиться на действующих турбинах в периоды ревизий и капитальных ремонтов. В этом случае целесообразно осуществить даже только часть тех изменений, которым подвергнутся проточные части турбин, подлежащих выпуску в 1956 и последующих годах. Одним из



Фиг. 32. Радиальные уплотнения ступеней части высокого давления с ленточным бандажом
1 - обод; 2 - обод диафрагмы; 3 - ленточный бандаж рабочего колеса; 4 - уплотнительный гребешок из нержавеющей стали

таких мероприятий, повышающим коэффициент полезного действия турбин является уменьшение осевых зазоров между ленточным бандажом рабочих лопаток и ободом диафрагм. Эти зазоры должны быть выполнены минимальными, но достаточными для исключения задеваний при работе турбины.

Новые значения осевых зазоров между диафрагмами и кромками бандажей рабочих лопаток первых ступеней указаны для турбин ВК-100-2, ВК-50-1 и АП-25-2 в приложении 1.

При сравнении новых значений зазоров с допусками ранее можно установить, что абсолютная величина изменения осевых зазоров невелика, а в некоторых случаях изменению

подлежит только максимальное значение допустимого зазора.

Однако, как показывают экспериментальные данные о влиянии изменения затора на к. п. д. ступеней, при уменьшении относительного осевого затора на 1% к. п. д. ступени увеличивается также примерно на 1% (под относительным затором понимаем отношение величины затора к высоте лопатки).

Так, например, для лопаток первого венца ступени скорости турбины ВК-50-1, имеющих высоту около 20 мм, допускался осевой зазор от 1,0 до 2,0 мм. По новой таблице максимальный зазор уменьшен до 1,5 мм, что соответствует уменьшению относительного зазора с 10% до 7,5%. Это должно дать, согласно имеющимся экспериментальным данным, уменьшение потерь также на 2,5%. Для лопаток большей высоты эффект от уменьшения зазора менее существенный, однако он остается достаточно большим в турбинах ВК-100-2 для ступеней от первой до четырнадцатой, а для ВК-50-1 – от первой до девятой. Аналогично и для турбин других типов.

В турбинах, выпускаемых заводом с 1954 г., осевые зазоры между ленточными бандажами рабочих лопаток первых ступеней и диафрагмами уже уменьшены.

Производство работы по уменьшению зазоров на действующих турбинах требует большой тщательности и должно производиться под руководством представителя завода.

Еще больший эффект дает установка радиальных уплотнений на ленточные бандажи обложения первых ступеней турбин. Это мероприятие также может быть выполнено на эксплуатирующихся турбинах в период ревизии. На фиг. 32 показана конструкция таких радиальных уплотнений, вставленных в специальные проточки обжим. Материал уплотнения — нержавеющая сталь IX13. Радиальный зазор между бандажами лопаток и гребнями уплотнения должен быть равен 1—1,5 мм. Такие уплотнения целесообразно установить в первых трех обжимах части высокого давления.

Глава девятая

ПЕРЕДНИЙ БЛОК И МАСЛЯНАЯ СИСТЕМА

§ 31. Передний блок

Передним блоком называется совокупность механизмов и аппаратов маслоснабжения и регулирования, собранных в корпусе переднего

подшипника турбины. Как самый корпус переднего подшипника, так и большая часть собранных в нем механизмов и аппаратов маслоснабжения и регулирования унифицированы для турбин всех типов и имеют между собой

незначительное различие в отдельных деталях для турбин конденсационных и с отборами.

Компоновка переднего блока ясна из продольных разрезов (по оси турбин фиг. 1 и др.), поперечного разреза блока по валу регулятора скорости (фиг. 33 — вкладка), вида сбоку на передний блок с разрезом по сервомотору (фиг. 34 — вкладка) и вида спереди на передний блок (фиг. 35 — вкладка).

§ 32. Зубчатый редуктор

Зубчатый редуктор (фиг. 36) переднего блока предназначен для привода главного масляного насоса и регулятора скорости. От вала последнего через коническую зубчатую передачу приводится во вращение тахометр.

Ведущая шестерня редуктора жестко, с помощью шпонки, соединена с валом турбины. Натяг шестерни на валу должен быть равен 0,05—0,07 мм.

Вал редуктора вращается со скоростью 1500 об/мин. На средней части этого вала нарезан четырехзаходный червяк, передающий вращение червячному колесу, сидящему на валу регулятора скорости. Вал регулятора скорости и валик тахометра при 3000 об/мин вала турбины делают 387,1 об/мин.

На противоположном ведомой шестерне конце вала редуктора посажена муфта главного масляного насоса. Вал редуктора имеет две опоры в виде роликовых подшипников, причем подшипник со стороны масляного насоса является опорно-упорным.

Смазка редуктора происходит главным образом за счет масла, выливающегося из расположенного рядом с редуктором опорно-упорного подшипника ротора турбины. К зацеплению шестерен дополнительно подведена трубка маслосвода с узкой щелью, из которой фонтанирует масло. Смазка зацепления из этой трубки не должна быть обильной. В специальной смазке роликовых подшипников нет необходимости, так как масло, накапливающееся в углублении в корпусе редуктора между опорами, сливаясь, смазывает подшипники в достаточной мере. Смазка червячной пары происходит также за счет фонтанирующего масла, выливающегося из небольшого отверстия в корпусе регулятора скорости.

Мощность, передаваемая редуктором при наличии зубчатого масляного насоса, составляет 100 кет для турбин БК-100-2 и ВПТ-25-3 и 80 кет для остальных. В случае если турбина снабжена винтовым масляным насосом,

передаваемая мощность составляет 60 кет для всех турбин.¹ Мощность, передаваемая от вала редуктора валу регулятора скорости, не превышает 1 кет.

Законом до 1956 г. были выпущены две конструкции редуктора: первоначальная — с жестким ведомым зубчатым колесом, в котором зубчатый обод и ступица выполнены из однойковки, и усовершенствованная конструкция (фиг. 36), где зубчатый обод 2 выполнен отдельно и связь его со ступицей осуществляется шестью пакетами радиально расположенных плоских пружин 10.

Ведомая шестерня редуктора, конструкция которого показана на фиг. 36, допускает небольшое угловое перемещение зубчатого обода 2 относительно ступицы 3 за счет упругой деформации пружин 10.

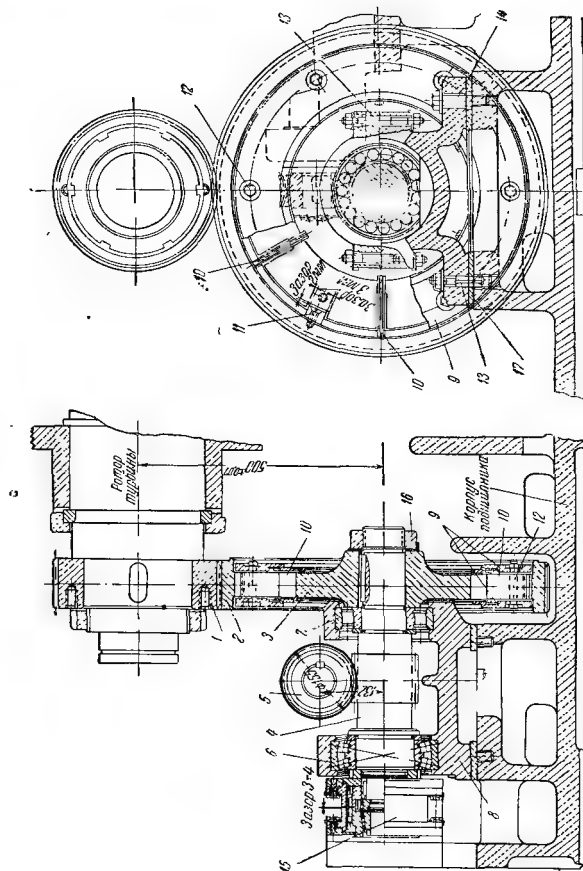
Упруго-подвижный обод центруется в радиальном направлении на боковых кольцах 9. Боковое перемещение обода исключается этими же кольцами. Кольца связаны со ступицей с помощью посадки на центрирующие бурты и закреплены шестью болтами 12.

Между боковыми кольцами 9 и ободом должен быть радиальный зазор около 0,05 мм на сторону. Между ободом и ступицей предусмотрены две шпонки 11 для ограничения перемещения обода и тем самым для защиты пружин от перенапряжения. Между шпонками и ступицей, по обе стороны шпонок, предусмотрены зазоры по 2 мм.

Ступицы ведомых шестерен в обеих конструкциях редукторов надеты на конусный конец вала редуктора с натягом, получаемым затяжкой гайки 16 после того, как ступица без нагрева плотно надета на вал. Для получения требуемого натяга ступица под давлением заворачиваемой гайки должна переместиться в осевом направлении по валу на 8 мм.

Редуктор необходимо тщательно прицентрировать к ведущей шестерне 1, сидящей на валу турбины. Для установки редуктора по высоте (чем определяется необходимое межцентровое расстояние), между редуктором и полшовой подшипника предусмотрена металлическая прокладка 17. В случае необходимости эта прокладка может подвергаться при центровке редуктора механической обработке, прилировке или шавровке. Зазоры в зацеплении шестерен и в червячной паре указаны в приложении 3.

¹ С середины 1952 г. завод для всех турбин, кроме турбин БК-100-2 и ВПТ-25-3, выпускает насос меньшей производительности, требующий для привода мощность 40 кет.



Фиг. 36. Редуктор

1 — вращающийся вал; 2 — шестерня; 3 — подшипник; 4 — вал с червяком; 5 — червячная шестерня; 6 — опорно-упорная роликовая подшипник; 7 — боковые колеса; 8 — шесть вращающихся колес; 9 — шесть вращающихся колес; 10 — шесть вращающихся колес; 11 — шесть вращающихся колес; 12 — шесть вращающихся колес; 13 — контрольные штифты; 14 — болты; 15 — муфта масляного насоса; 16 — гайка; 17 — уплотнительная металлическая прокладка

Прицентровка редуктора к ведущей шестерне на валу турбины может быть признана удовлетворительной только после того, как осмотр шестерен через несколько часов работы турбины после монтажа или ревизии покажет, что легкие следы наработки распределены равномерно по всей длине рабочей стороны зубцов.

Червячное колесо вала регулятора скорости для предотвращения передачи регулятору толчков от редуктора связано с валом регулятора также при помощи плоской прорези, состоящей из двух пластин (см. фиг. 61). Разница в диаметре вала и диаметре отверстия червячной шестерни, для обеспечения подвижности последней, должна составлять $0,03-0,05$ мм.

Во время ревизии турбины надо тщательно осматривать зубцы и пружины редуктора и червячной пары, а также состояние ограничительных шпонок.

Как показал длительный опыт эксплуатации редукторов второго типа (с упруго-подвижным ободом ведомой шестерни), эти редукторы работают совершенно надежно на всех одноцилиндровых турбинах высокого давления и турбине АП-25-2. Однако редукторы турбин ВК-100-2 часто выходят из строя из-за усталостной поломки зубцов ведущей или ведомой шестерни.

Специальными исследованиями установлено, что причиной этих поломок следует считать ударную нагрузку, испытываемую зубцами шестерен в результате пульсаций ротора высокого давления на масляной пленке в опорных подшипниках. Явление пульсации ротора на масляной пленке свойственно легким быстроходным роторам, имеющим большой диаметр цапф. Устранение этой пульсации требует очень точного соблюдения правильных зазоров в овальном вкладыше, которые при монтаже и в эксплуатации не всегда выдерживаются.

Для ликвидации поломки шестерен редуктора турбин ВК-100-2 заводом с середины 1956 г. поставляется редуктор нового типа, отличительной особенностью которого является то, что ведущая шестерня снята с ротора турбины и вращается в самостоятельных подшипниках, выполненных в одном корпусе с опорами ведомой шестерни. Связь между ведущей шестерней и ротором турбины выполнена в виде очень гибкой пружинной муфты (фиг. 37).

В этих условиях пульсация ротора уже не может вызвать ударных нагрузок в зацеплении, так как, во-первых, перемещения ведущей шестерни ограничены несблизкими зазорами в ее подшипниках и, во-вторых, пульсация ротора

демпфируется в значительной степени гибкой муфтой.

Редуктор новой конструкции может устанавливаться во время капитальных ревизий турбин на выпущенных ранее турбинах типа ВК-100-2. Для этого необходимо произвести проточку переднего конца ротора от места закрепления регуляторов безопасности до места посадки упорного диска с тем, чтобы между ротором и внутренней расточкой ведущей шестерни был концентрический зазор около 5 мм. Подлежит также замене упорный диск, втулка которого должна быть несколько укорочена. При сборке редуктора новой конструкции в переносном блоке центровка его относительно ротора турбины производится следующим образом.

Редуктор устанавливается на подшине корпуса переднего подшипника на прокладке 9 центруется по полумуфтам 16 и 18 с учетом перемещения ротора на масляной пленке в его вкладыше. Для этого полумуфта 16, закрепленная на роторе, должна быть ниже полумуфты 1 на $0,15-0,20$ мм и смещена в сторону регулятора скорости примерно на $0,1$ мм. Такая установка достигается перемещением корпуса редуктора перед его штифтовкой к подшине подшипника.

К установленному вышеуказанным образом редуктору прицентровывается масляный винтовой насос. При установке нового редуктора должны быть внесены незначительные изменения в маслопроводе внутри переднего подшипника.

§ 33. Главный масляный насос

Первые турбины высокого давления имели в качестве главного масляного насоса зубчатый насос. В дальнейшем завод перешел на применение винтовых насосов.

Зубчатые насосы были выпущены двух типов:

1) производительностью 2250 л/мин при вращении к потребностям в масле турбин ВК-100-2 и ВПТ-25-3;

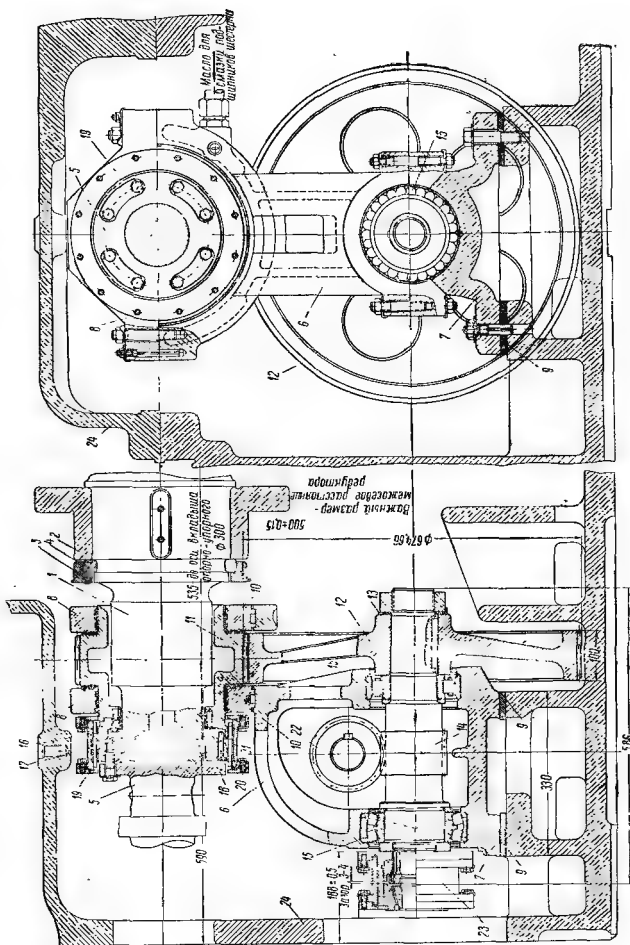
2) производительностью 1750 л/мин — турбин остальных типов.

Давление масла в обоих типах зубчатых насосов составляет 12 кг/см².

Винтовые насосы выпускаются также двух типов:

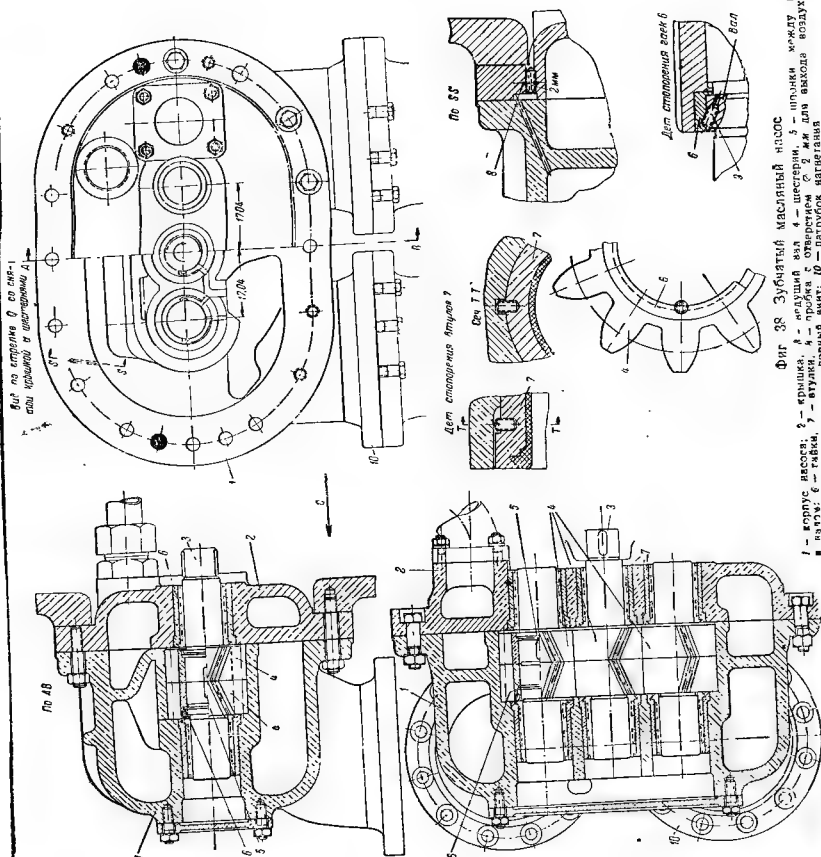
1) производительностью 2400 л/мин для турбин ВК-100-2 и ВПТ-25-3;

2) производительностью 1650 л/мин турбин остальных типов.



Фиг. 37. Редуктор с гибкой муфтой между ротором и ведущей шестерней турбины ВК-100-2

1 — вал ротора высокого давления; 2 — упорный диск с упорными штифтами; 3 — упорный диск с упорными штифтами; 4 — упорный диск с упорными штифтами; 5 — упорный диск с упорными штифтами; 6 — упорный диск с упорными штифтами; 7 — упорный диск с упорными штифтами; 8 — упорный диск с упорными штифтами; 9 — упорный диск с упорными штифтами; 10 — упорный диск с упорными штифтами; 11 — упорный диск с упорными штифтами; 12 — упорный диск с упорными штифтами; 13 — упорный диск с упорными штифтами; 14 — упорный диск с упорными штифтами; 15 — упорный диск с упорными штифтами; 16 — упорный диск с упорными штифтами; 17 — упорный диск с упорными штифтами; 18 — упорный диск с упорными штифтами; 19 — упорный диск с упорными штифтами; 20 — упорный диск с упорными штифтами; 21 — упорный диск с упорными штифтами; 22 — упорный диск с упорными штифтами; 23 — упорный диск с упорными штифтами; 24 — упорный диск с упорными штифтами.

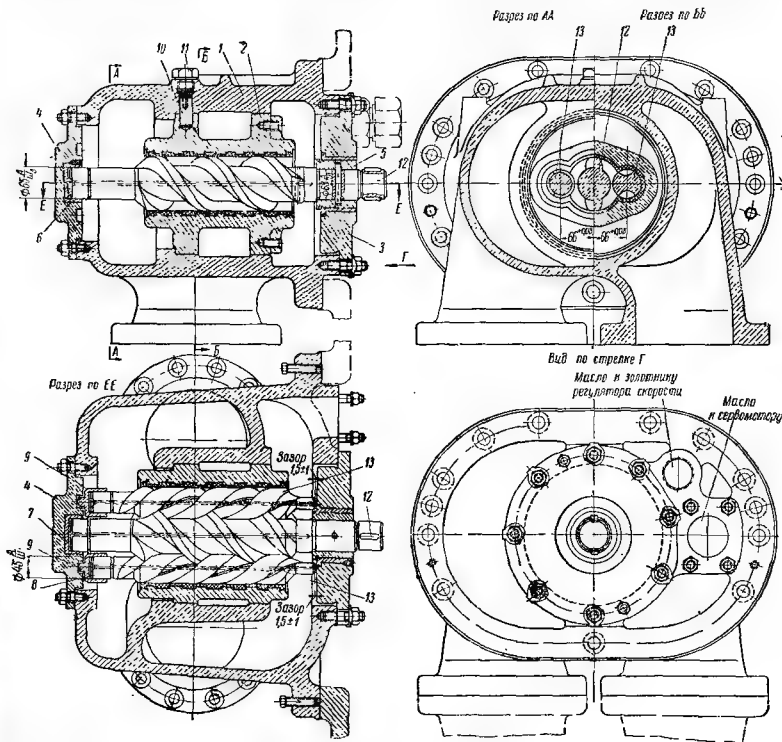


Фиг. 38 Зубчатый масляный насос

1 - корпус насоса, 2 - крышка, 3 - шестерня, 4 - вал, 5 - прокладка между шестерней и корпусом, 6 - пробка с отверстием $\varnothing 2$ мм для выхода воздуха, 9 - ступеньный вал, 10 - патрубок, манометра

Зубчатый насос. Конструкция зубчатого насоса (фиг. 38) отличается следующими особенностями. Ведущая и две ведомых шес-

терням связанной с ним ведущей шестерни. Этим достигается правильная взаимная установка составных шевронных шестерен даже



Фиг. 39. Винтовой масляный насос

1 — корпус насоса; 2 — истинный сердечник; 3 — крышка корпуса; 4 — передняя крышка; 5 — разгрузочная втулка ведущего винта; 6 — пита ведущего винта; 7 — подшипник к 12; 8 — пита

ведущего винта; 9 — подшипник к 10; 10 — стопорный штифт; 11 — пробка стопорного штифта; 12 — ведущий винт; 13 — ведомые винты

ронных шестерни составлены каждая из двух косозубых колес. Ведущие шестерни сидят плотно на валу и связаны с ним шпонками. У ведомых шестерен только одно из косозубых колес связано с валом шпонкой. Второе же зубчатое колесо сидит на валу свободно и может устанавливаться (поворачиваясь на валу) по

в случае некоторой неточности сопряжения ведущей пары зубчатых колес между собой.

В осевом направлении шестерни крепятся на валу гайкой 6, причем у ведомых шестерен она, чтобы не препятствовать проворачиванию самоустанавливающейся шестерни, должна быть затянута без усилия и затем застопорена

винтом 9 в вал. Стопор 9 необходимо надежно зачеканить во избежание отвертывания. Гайка должна быть утоплена ниже уровня торцевой плоскости шестерен с тем, чтобы исключить ее трение о корпус насоса.

Ведущие шестерни насоса и обе ведомых шестерни вращаются со скоростью 1500 об/мин. В качестве опор вала шестерен имеют бронзовые с баббитовой заливкой втулки 7, смазываемые маслом, подаваемым к ним с помощью специальных каналов из камер нагнетания насоса. Каждая втулка имеет две продольные канавки, из которых одна (тупиковая) служит для подачи смазки, а вторая, имеющая соединение с камерой всасывания насоса, предназначена для удаления отработавшего масла.

Зазоры в зацеплении шестерен насоса (радиальные и осевые), зазоры между шестернями и корпусом и зазоры во втулках насоса указаны в приложении 3. Соблюдение этих зазоров является не только обязательным для надежной работы насоса, но и необходимым условием для обеспечения его производительности. Повышенные радиальные и особенно осевые зазоры между шестернями и корпусом приводят к внутренним протечкам, снижающим производительность насоса. Увеличение зазора в опорных втулках сверх указанных в таблице (приложение 3) может привести к сработке баббита вследствие уменьшения несущей способности масляной пленки и возможности в связи с этим полусухого трения. Кроме того, возможно касание шестерен о корпус. Уменьшение же зазора ниже указанного минимального значения также недопустимо из-за опасности перегрева втулок.

Винтовой насос. Эксплуатационные преимущества винтового насоса перед зубчатым заключаются в том, что он потребляет меньшую мощность в более долговечен, так как винты всегда разделены масляным слоем, исключаящим металлическое трение. Будучи герметичным насосом вытеснения, винтовой насос обеспечивает подачу масла, начиная с самых малых оборотов. Винтовой насос бесшумен в работе.

Существенно для эксплуатации также и то, что винтовой насос проще в сборке и вследствие отсутствия изнашиваемых деталей не требует запасных частей.

Как видно из фиг. 39, рабочими элементами винтового насоса являются три винта: средний ведущий и два боковых — ведомых.

Винты вращаются в расточках вставного сердечника с весьма малыми зазорами (см. при-

ложение 3). Расточки сердечника залиты баббитом Б-83.

Сердечник вставляется в корпус насоса с очень незначительным натягом и стопорится от проворачивания штифтом 10. Перепад давления между камерами нагнетания и всасывания сердечник прижимается к упорной бурту, выточенному в корпусе насоса. В случае необходимости в ремонте баббитовой заливки сердечник может быть вынут из корпуса. Для правильной расточки баббита после перекачки вокруг каждого из отверстий для винтов с обеих сторон сделана контрольная коническая заточка глубиной в несколько миллиметров (см. фиг. 39).

Осевое усилие, возникающее при работе насоса и направленное от камеры нагнетания к стороне камеры всасывания, передается через винты 6 и 8 бронзовым подпятниками 1 из которых средний запрессован в крышку корпуса, а боковые с целью самоустановки сделаны подвижными (однако вращение их исключено).

Таким образом, на стороне всасывания винтов расположено три упорных подпятника, смазка к которым подводится со стороны нагнетания через центральные сверления, имеющиеся в каждом из винтов. Для уменьшения осевого усилия ведущего винта на шейке его в месте выхода из корпуса надета втулка, образующая разгружающий уступ на валу. Бронзовая втулка, запрессованная в корпус и охватывающая вал в этом месте, служит только для уплотнения вала и не должна рассматриваться как подпятник. Значения зазоров между винтами и корпусом в упорных подпятниках в разгрузочной втулке ведущего винта указаны в приложении 3.

§ 34. Пусковые масляные турбонасосы

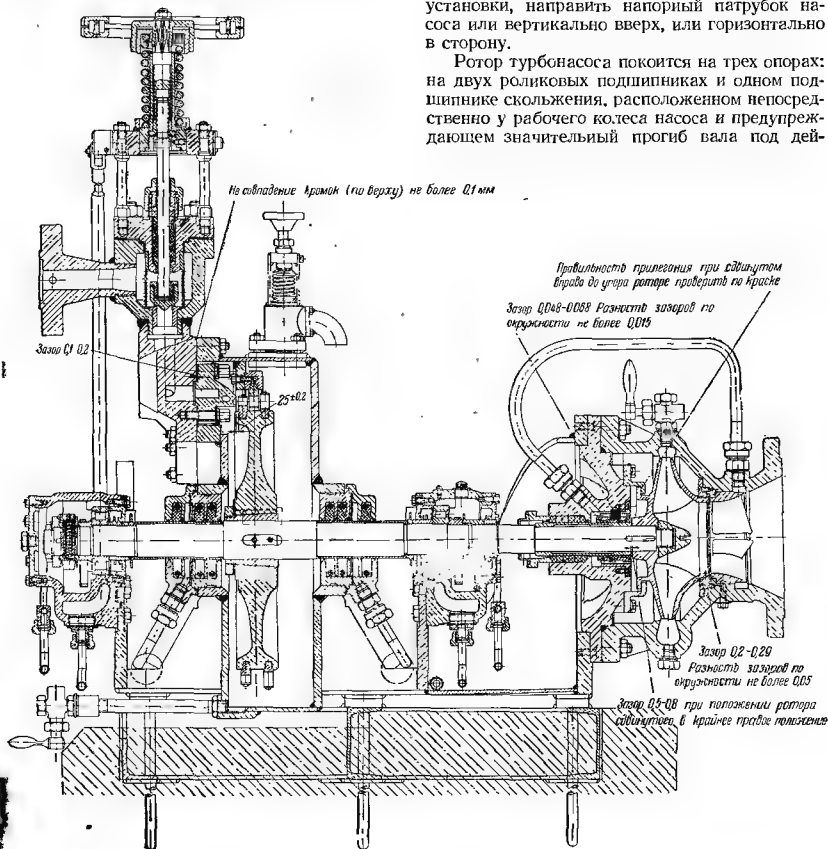
Для заполнения маслопровода, открытия органов парораспределения при пуске в ход а также для смазки подшипников в период пуска и останова турбины, когда число оборотов ротора недостаточно для нормальной работы главного масляного насоса, служит вспомогательный пусковой турбонасос.

Завод выпускает пусковые масляные турбонасосы типа МТ-12-150 (фиг. 40) для обслуживания паровых турбин высокого давления МТА-12-150 для турбины АП-25-2, различающиеся конструкциями приводных паровых турбин. Технические данные турбонасосов приведены в табл. 15.

Одноступенчатый консольный насос центробежного типа и приводная паровая турбина вы-

конструкция крепления корпуса насоса обеспечивает возможность, в зависимости от условий установки, направить напорный патрубок насоса или вертикально вверх, или горизонтально в сторону.

Ротор турбонасоса покоится на трех опорах: на двух роликовых подшипниках и одном подшипнике скольжения, расположенном непосредственно у рабочего колеса насоса и предупреждающем значительный прогиб вала под дей-



Фиг. 40. Пусковой масляный турбонасос типа МТ-12-150

полнены на одном валу, что обеспечивает компактность и простоту конструкции. Корпус насоса прикреплен круглым фланцем к станине, выполненной в виде общей сварной конструкции с нижней частью корпуса турбины. Такая

система гидравлических поперечных сил при частичной нагрузке насоса. Осевое давление гидравлически уравновешено специальной камерой, расположенной за колесом и сообщаемой с камерой всасывания трубкой.

Таблица 15

Технические данные	Тип турбоуспо	
	МТ-12-150	МТА-12-150
Насос		
Производительность, $\text{м}^3/\text{час}$	150	150
Давление нагнетания, $\text{кг}/\text{см}^2$	12	12
Давление всасывания, $\text{кг}/\text{см}^2$	0,4	0,4
Рабочее число оборотов, $\text{об}/\text{мин}$	4000	4000
Турбина		
Давление свежего пара перед пусковым клапаном, ата	90	29
Температура свежего пара $^{\circ}\text{C}$	500	407
Давление отработавшего пара, ата	1,3	1,3
Допустимое низшее давление свежего пара без падения мощности, ата	60	20
Число оборотов сработки регулятора безопасности, $\text{об}/\text{мин}$	5000—5300	5000—5300
Мощность, квт	100	100

Смазка подшипника скольжения осуществляется маслом, циркулирующим в системе уравнивания осевого давления. Припаятая система уравнивания осевого давления одновременно защищает сальник от действия высокого давления. Роликовые подшипники имеют кольцевую смазку. Картеры подшипников снабжены водяным охлаждением, служащим для предупреждения главным образом их нагрева теплопроводностью от турбины. Паровая турбина выполнена с одним активным колесом с двумя ступенями скорости.

В связи с высокими начальными параметрами пара ($P_1 = 90 \text{ ата}$, $t = 500^{\circ}\text{C}$) все элементы конструкции в части подвода пара, включая сегмент сопел, выполнены коваными из молибденовой стали. Давление отработавшего пара $1,3\text{—}0,1 \text{ ат}$. Уплотнение вала в корпусе турбины осуществлено угольными кольцами.

Насос производительностью $150 \text{ м}^3/\text{час}$ и давлением нагнетания $12 \text{ кг}/\text{см}^2$ снабжен центробежным колесом специальной конструкции с сильно развитыми элементами входа, что обеспечивает неизменность характеристики насоса при значительных колебаниях вязкости масла в связи с изменением его температуры. Рабочее число оборотов насоса 4000 в минуту.

Для обеспечения высоких кавитационных качеств насоса при частичных нагрузках, перед входом в колесо установлена решетка радиальных ребер. Крепление станины агрегата к фундаментной раме осуществлено шестью болтами. Два болта, ближние к насосу и расположенные, следовательно, в более холодной части станины, закреплены наглухо. Четыре остальных болта снабжены дистанционными втулками, обеспечивающими свободное тепловое расширение станины в горизонтальном направлении.¹

Приводная турбина снабжена регулятором безопасности, срабатывающим при 5000—5300 $\text{об}/\text{мин}$ (в зависимости от его установки) и расплюгивающим механизм пускового клапана. Последний закрывается и прекращает доступ пара в турбину.

Насос присоединяется со стороны всасывания трубопроводом к масляному баку и устанавливается в конденсационном помещении на фундаменте ниже бака, вследствие чего насос всегда залит маслом.

Регулирование создаваемого насосом напорного давления осуществляется вручную путем управления паровыми вентилями. Схема включения паровых вентилей описана в § 109.

Для отключения насоса от маслопровода во время ревизии на всасывающем и нагнетательном маслопроводах у насоса устанавливаются задвижки, которые нормально должны быть полностью открыты. Обратный клапан на нагнетательной линии от насоса препятствует обратному стиву масла в бак через корпус насоса, когда он не работает, а турбина снабжается маслом от главного насоса.

§ 35. Масляный электронасос

Кроме пускового масляного турбоуспо турбины ЛМЗ снабжены масляным центробежным электронасосом типа 4НДв производительностью 1800 $\text{л}/\text{мин}$, с напором $2,5 \text{ кг}/\text{см}^2$ при 1450 $\text{об}/\text{мин}$.

Насос предусмотрен на тот случай, когда при аварии в котельной или с паропроводом давление свежего пара настолько падает, что пусковой масляный турбоуспо не может создать достаточного напора для смазки подшипников, а также когда перед остановкой турбины обнаруживается какая-либо неисправность пускового турбоуспо.

¹ Вспырьевное описание конструкции пускового турбоуспо взято из книги А. А. Ломакина. Центробежные и пропеллерные насосы, Машгиз, 1950.

Обычно насос монтируется в конденсационном помещении рядом с пусковым турбонасосом и поэтому также всегда заливается маслом из расположенного над ним масляного бака. Напорная линия от электронасоса приключена к маслопроводу турбины для редукционным масляным клапаном, ввиду чего насос питается маслом только систему смазки подшипников и включается в периоды работы валоповоротного устройства.

Насос также может для ревизии быть отключен задвижками со стороны всасывания и нагнетания. Со стороны нагнетания насос также имеет обратный клапан.

В качестве приводного двигателя электронасоса должен быть применен электродвигатель постоянного тока, питаемый от стационарной аккумуляторной батареи, чтобы в аварийных случаях при отсутствии напряжения на шинах собственных нужд безупречно обеспечить смазку при остановке турбоагрегата.

Запуск аварийного масляного электронасоса производится автоматически от специального реле пуска электронасоса, включающего через магнитную станцию приводной электродвигатель при падении давления масла в напорном маслопроводе системы смазки до $0,20 \text{ кг/см}^2$. Описание реле и схемы включения электродвигателя приведено в § 78.

§ 36. Масляный бак

На фиг. 41 и 43 показаны две конструкции масляных баков емкостью 14 м^3 , примененных для турбин высокого давления и АП-25-2.

Масляный бак, изображенный на фиг. 41, поставлялся с турбинами, выпускавшимися заводом до 1952 г. Отличительной особенностью этого бака является наличие 14 цилиндрических масляных фильтров, через которые масло поступает к камере всасывания главного масляного насоса турбины и вспомогательных турбо- и электромасляных насосов. Конструкция фильтров показана на фиг. 42.

Металлический остов фильтра 6, на который надета латунная проволочная сетка, с количеством проволоки от 20 до 30 на 1 пог. см. , заканчивается чугунным патрубком с шаровым наконечником. При установке фильтров на место чугунный патрубок заводится в коническую входную часть корпуса 1 обратного клапана. Каждый корпус обратных клапанов предназначен для установки двух фильтров. При заводе на место чугунный патрубок фильтра своим шаровым концом входит в сферическую часть 2 обратного клапана, нагруженного пружиной, и

отжимает его внутрь настолько, чтобы открыть доступ масла, поступающего через фильтр к приемной камере насосов.

Когда фильтр вынут для очистки, то пружина 3, отжимая обратный клапан, ставит его в такое положение, где доступ масла в приемную камеру насосов через гнездо клапана, из которого фильтр вынут, становится невозможным.

Фильтры поочередно вынимаются для очистки, причем одновременное удаление более чем двух фильтров недопустимо, так как это вызовет повышение сопротивления на всасывании насосов.

В баке поставлены специальные направляющие, которые исключают возможность неправильной установки фильтров после очистки.

Для отвода масляных паров на крышке бака установлено несколько дефлекторов, соединяющих с атмосферой свободное от масла пространство в верхней части бака.

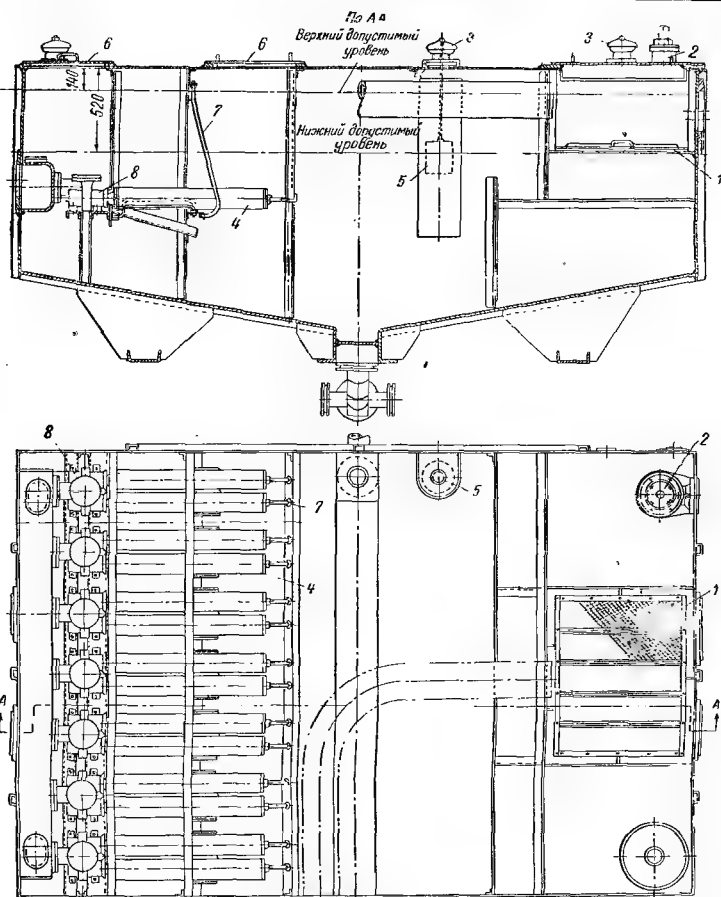
Некоторые масла обладают повышенной склонностью к образованию пены. Между тем насыщение масла воздухом и обилие пены отрицательно влияют на работу масляного насоса и системы регулирования. Сокращается также срок службы масла. В связи с этим, если в эксплуатации наблюдаются обильное вспенивание масла и выделение масляных паров, рекомендуется устроить вытяжку из корпусов подшипников и масляного бака.

Отсос может производиться на сифон сливных труб циркуляционной системы. Для регулировки вакуума служит вентиль на линии, соединяющей вытяжные трубы с сифоном. На этой же линии необходимо поставить герметический бачок с маслоуказателем для улавливания масла, образующегося при конденсации паров.

При отсутствии сифона вытяжные трубы от подшипников и масляного бака должны быть объединены в общий коллектор в присоединении к коробу, из которого отсос производится вытяжным вентилятором.

Разрежение в системе масляного бака и корпусов подшипников не должно превосходить $50\text{—}100 \text{ мм вод. ст.}$ Дефлекторы на масляном баке при применении вытяжки заглушаются, кроме одного-двух.

Для наблюдения за уровнем масла в баке служит поплавковый указатель уровня, имеющий специальную шкалу, снабженную электрическими контактами, замыкающими цепь реле, сигнализирующего о предельно низком или предельно высоком уровне масла в баке.



Фиг. 41 Масляный бак типа «А»

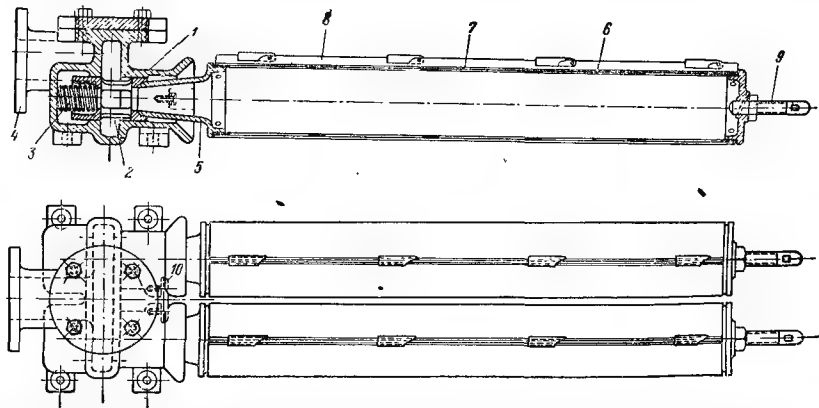
1 — фильтр на входе; 2 — сливной клапан; 3 — дефляторы; 4 — фильтры на всасывании; 5 — поплавок маслоуказателя с электрическим сигнальным устройством; 6 — лотки для выемки фильтров и очистки бака; 7 — направляющее устройство для установки фильтров; 8 — обратные клапаны

Описание электрического устройства колонки указателя уровня масла и реле пуска масляного электронасоса, которое расположено в этой колонке, приведено в § 78.

Дно масляного бака имеет уклон в сторону сливной трубы, через которую периодически удаляется вода, скапливающаяся в случае неудовлетворительной работы концевых уплотнений. Через эту же трубу масло может пода-

Выход масла из сливного отсека бака происходит через вертикальные плоские сетки с количеством проволок 10—20 на 1 пог. см, которые расположены по обе стороны этого отсека. Посредине бака, во всю его ширину расположены плоские сетки тонкой очистки масла с количеством проволок 30—40 на 1 пог. см.

Всасывание происходит из отсека, отделенного от остальной части бака листом с круп-



Фиг. 42. Фильтры масляных баков типа «А»

1 — корпус клапана, 2 — клапан, 3 — пружина, 4 — фланец для присоединения к коллектору всасывающей трубы масляного насоса, 5 — патрубок фильтра с шаровым концом, 6 — остов

фильтра, 7 — сетка с кольцами, 8 — направляющая сетки, 9 — опорный винт, 10 — стопорные планки, ограничивающие ход клапана, 11 — винт, фиксирующий фильтр

ваться для чистки в центрифугу или фильтр-пресс.

Заполнение бака свежим маслом и периодическое пополнение бака производятся через специальное сито, которое можно вынимать для чистки. Нормально сито закрыто крышкой.

Бак новой конструкции, показанный на фиг. 43, отличается от первоначального следующими особенностями.

Масло из всех подшипников сливается в специальный отсек бака, причем сливные отверстия всех труб закрыты карманами, выход из которых утоплен под уровень масла с целью задерживать в этих карманах пену, несомую маслом из корпусов подшипников. Вверху этих карманов-пеносборителей должен быть ряд мелких отверстий диаметром 5—6 мм для выхода газов.

ными сверлениями, предназначенным для задержания крупных предметов, которые могут быть по небрежности забыты в баке после ревизии или уронены в бак при чистке сеток.

Перед отверстием всасывающих труб насоса поставлен карман, открытый снизу с тем, чтобы исключить засасывание из верхних слоев масла, насыщенных пузырьками воздуха.

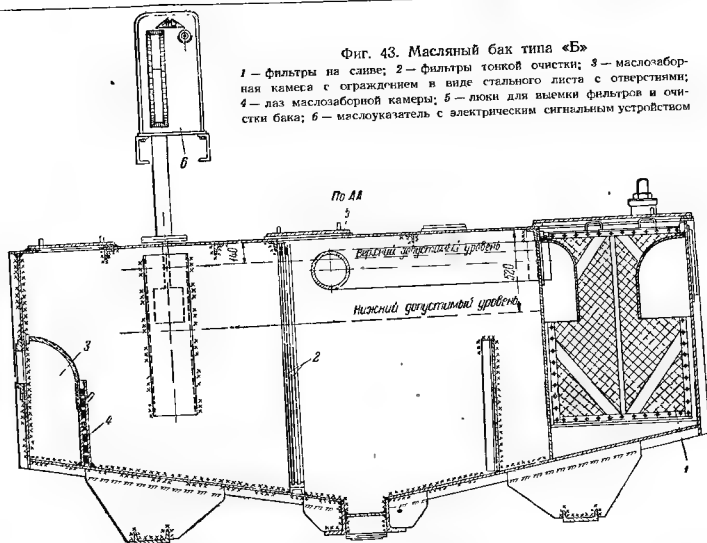
Во время эксплуатации, благодаря сопротивлению сеток, в сливном отсеке и в обоих отсеках средней части бака устанавливаются несколько различных уровней масла.

В масляном баке масло должно освобождаться от пузырьков воздуха, подвергаться очистке от посторонних примесей и отстою.

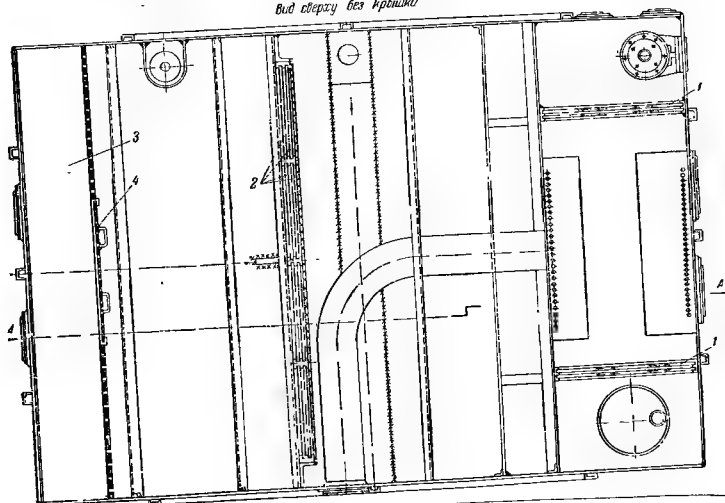
В первое время после монтажа и ревизии сетки должны подвергаться частой очистке до полного удаления из масляной системы всех

Фиг. 43. Масляный бак типа «Б»

1 — фильтры на сапве; 2 — фильтры тонкой очистки; 3 — маслозаборная камера с ограждением в виде стального листа с отверстиями; 4 — лаз маслозаборной камеры; 5 — люки для мытья фильтров и очистки бака; 6 — маслоуказатель с электрическим сигнальным устройством



Вид сверху без крышки



загрязняющих веществ — волокнистых (от обтирочного материала и прокладок), мелкого песка и формовочной земли, могущих попасть в систему из корпусов подшипников. Кроме того, на многих станциях масло загрязняется угольной пылью и золой, которые попадают через неплотности системы.

Не следует допускать загрязнения сеток, которое способно вызвать разницу уровней масла в различных отсеках бака, превышающую 3—5 см.

За чистотой масла необходимо следить еще и потому, что наличие твердых примесей в масле приводит к ускоренному износу острых кромок золотников и буск системы регулирования с последующим ухудшением качества работы регулирования.

§ 37. Маслоохладители

Маслоохладители служат для охлаждения масла, циркулирующего в масляной системе турбины.

Маслоохладитель (фиг. 44) состоит из старого корпуса и двух сварных водяных камер. Между камерами и корпусом расположены трубные доски 2 и 6, которые в зависимости от свойств применяемой для охлаждения воды изготавливаются из стали или латуни.

Внутри корпуса расположены латунные трубки, с обоих концов развальцованные в трубных досках. Нижняя трубная доска жестко закрепляется между корпусом и нижней водяной камерой, служащей опорой маслоохладителя. Верхняя трубная камера для возможности теплового расширения латунных трубок имеет подвижное крепление при помощи латунной кольцевой мембраны 11, толщиной 2 мм.

Мембрана внутренней стороны крепится к верхней трубной доске, а по окружности с наружной стороны зажата между фланцами корпуса и верхней водяной камеры. Пакет трубок с трубными досками может быть в случае надобности целиком вынут из маслоохладителя.

Масло подается в корпус маслоохладителя через нижний патрубок и отводится через верхний патрубок. Проходя через корпус, масло омывает трубки снаружи, причем для лучшей циркуляции поток масла направляется поперек трубок попеременно к центру или к периферии при помощи перегородок двух типов. Перегородки 4 большого диаметра имеют посредине отверстие для прохода масла. Сплошные малые перегородки 5 образуют по периферии кольце-

вой проход для масла. Для уплотнения больших перегородок по периферии заводом «Комета» применяется специальный стальной кожух 18, состоящий из отдельных секций, устанавливаемых между перегородками 4 и 5 и тщательно пригоняемых к поверхностям перегородок.

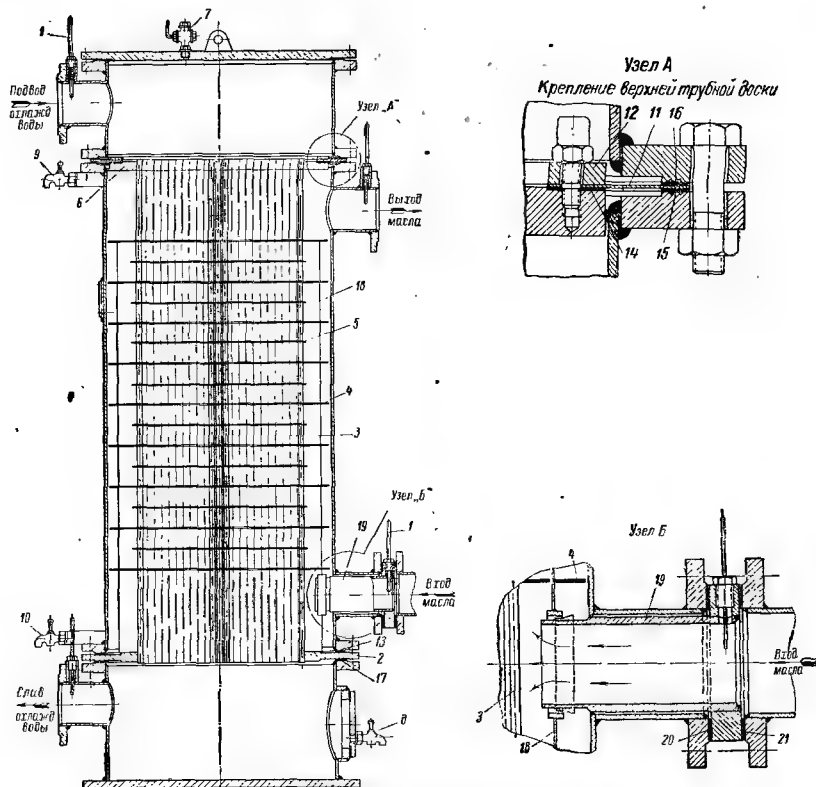
Для подачи масла непосредственно во внутреннюю полость, образующую кожухом, служит специальный муфштук 19 (см. узел «Б»), который плотно соединяется с кольцом кожуха при помощи конусного затвора при затяжке фланцевого соединения напорного маслопровода. Масло подается в корпус через нижний патрубок и омывает трубки снаружи; для лучшей циркуляции поток масла направляется перегородками попеременно к периферии.

Охлаждающая вода вводится в маслоохладитель через патрубок верхней водяной камеры. Для обеспечения заполнения водой всех трубок рекомендуется сливной трубопровод за маслоохладителем выполнить в виде колена, равного по высоте маслоохладителю с воздушным краником в верхней части.

На крышке верхней водяной камеры маслоохладителя ставится воздушный краник, который надлежит открывать при пуске охлаждающей воды в маслоохладитель. Для опорожнения корпуса от масла предусмотрен краник в нижней его части. Такой же краник имеется в верхней части корпуса для выпуска из него воздуха.

Указания по обслуживанию маслоохладителей. Количество маслоохладителей в каждой турбоустановке допускает поочередное отключение одного из них для чистки. Сроки чистки зависят от местных условий. Необходимость чистки маслоохладителя устанавливается по наблюдению за разностью температур при входе и выходе масла и воды. При загрязнении его с водяной стороны разность температуры воды возрастает. При загрязнении маслоохладителя с масляной стороны разность температур воды уменьшается; разность температур масла также уменьшается при одновременном повышении самых температур масла перед и за маслоохладителем.

Наблюдавшиеся в эксплуатации случаи недостаточного охлаждения масла в маслоохладителях иногда вызывались наличием внутренних протечек масла через щели между отдельными секциями 18 кожуха и перегородками 4, а также в месте уплотнения муфштук-



Фиг. 44. Маслоохладитель типа МП-37 с внутренним кожухом

1 — термометры ртутные в гильзах; 2 — нижняя трубная доска; 3 — пакет охлаждающих латунных трубок; 4 — большие направляющие перегородки с отверстиями; 5 — малые сплошные перегородки; 6 — верхняя трубная доска; 7 — кранчик для выпуска воздуха; 8 — сливной кранчик для воды; 9 — кранчик для выпуска воздуха и соединения с атмосферой; 10 — кранчик для слива масла; 11 — латунная мембрана; 12 — зажимное кольцо; 13, 14, 15, 20 и 21 — прокладки из промывленного картона; 16 и 17 — прокладки из резины с парусиной; 18 — стальные секции стального кожуха; 19 — внутренний муфлинг

Узел «А» Крепление верхней трубной доски

Узел «Б» Установка муфтинга с конусным затвором в кожух маслоохладителя

ка 19 в кожухе. Поэтому при чистке маслоохладителей, а также при монтаже необходимо тщательно устанавливать секции кожуха и, что особенно важно, удостовериться в наличии и надлежащей установке мундштука, без которого маслоохладитель вообще не может работать.

При подсоединении трубопроводов во время монтажа необходимо проследить, чтобы были сохранены указанные выше направления прохода масла и воды через маслоохладитель, обеспечивающие принцип противотока.

Давление масла в маслоохладителях должно быть всегда больше давления воды, чтобы предотвратить попадание воды в масляную систему турбины. С этой целью необходимо следить за тем, чтобы задвижки на сливе воды из маслоохладителей были всегда открыты и запломбированы в положении полного открытия.

Для контроля за давлением воды в напорной линии к маслоохладителям служит контрольная трубка с открытым сливом в воронку, выведенная на уровень пола машинного зала. Полная высота трубки над уровнем расположения напорного водопровода к маслоохладителям устанавливается равной пьезометрической высоте напора при предельно допустимом давлении воды в маслоохладителе (порядка 7—8 м вод. ст.). При превышении этого давления в воронку начинает сливаться вода, что и служит машинисту сигналом о необходимости снизить напор воды.

Регулировка подачи воды производится со стороны ее подвода. В случае необходимости перекрыть воду на маслоохладитель, первой закрывается, во избежание гидравлического удара в маслоохладителе, задвижка на подводе воды, а затем задвижка на сливе. При открытии же воды на маслоохладитель следует первой открыть задвижку на сливе воды, а затем задвижку на подводе воды.

При отключении маслоохладителя со стороны воды (для чистки, ремонта и т. п.) следует его отключать также со стороны масла в целях усиления теплообмена в работающих маслоохладителях.

Отключение и подключение маслоохладителя к маслопроводам турбоагрегата следует производить медленно во избежание толчков в масляной системе. Заполнение масляной камеры пустого маслоохладителя маслом должно производиться медленно через нижнюю выпускную задвижку при закрытой верхней выходной задвижке и открытом верхнем контрольном кранике для выпуска воздуха. Лишь после

того как из краника масло пойдет непрерывной сплошной струей, маслоохладитель следует присоединить к масляной системе.

Для чистки маслоохладителя с водяной стороны снимают крышку с верхней водяной камеры и крышку лаза на нижней водяной камере. Чистка трубной системы может быть осуществлена на месте без разборки маслоохладителя путем наполнения масляной камеры раствором щелочи и пуска в камеру пара для подогрева раствора. Однако целесообразнее пакет трубок вынимать целиком из маслоохладителя, так как при чистке маслоохладителя без разборки щелочь затруднительно удалить из корпуса.

§ 38. Масляная система

Маслопроводы турбин всех типов состоят из: а) внешних маслопроводов (фиг. 45 и 46) и б) маслопроводов внутри переднего подшипника (фиг. 47 и 48).

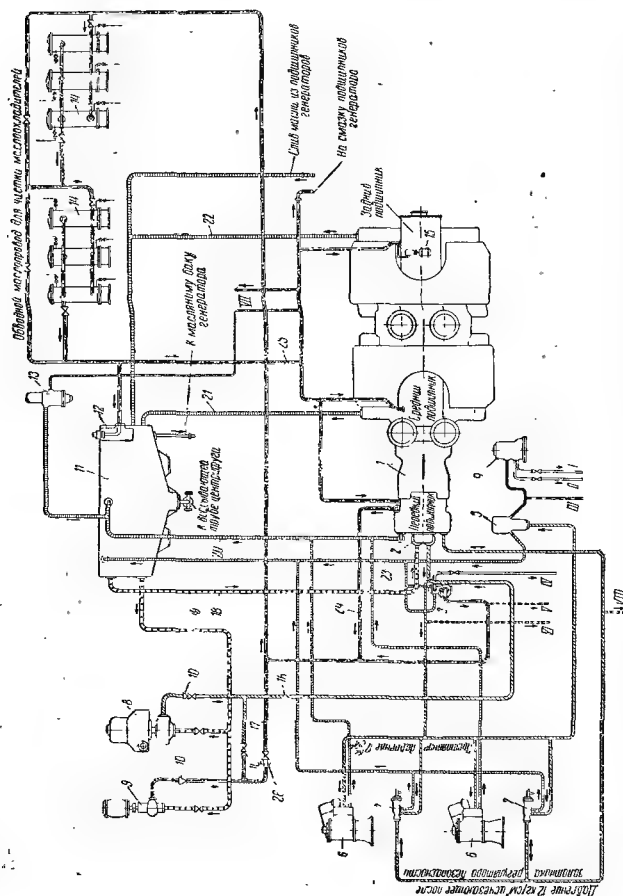
Главный масляный насос засасывает масло из масляного бака и нагнетает его при давлении 12 кг/см^2 в напорную масляную систему, питающую маслом сервомоторы клапанов автоматического затвора, клапанов регулирования в. д. и отборов. Кроме того, напорное масло поступает к масляным выключателям автоматических затворов, к блоку золотников регулятора скорости, к регуляторам давления в проточных системах в импульсное масло (см. описание регулирования), управляющее сервомоторами. Главные масляные насосы турбин (как зубчатые, так и особенно винтовые) обладают свойством самовсасывания и в достаточной степени герметичны (особенно винтовые). В связи с этим на всасывающих линиях этих насосов нет обратных клапанов.

Масляная система турбины оборудована редукционным клапаном, односторонним для всей серии, показанным на фиг. 67 (см. § 50). В редукционном клапане давление масла снижается до $0,6 \text{ кг/см}^2$, после чего поступает в систему смазки турбины и генератора. В эту же систему сливается масло из сервомоторов органов парораспределения. Слив из сервомоторов клапанов автоматического затвора происходит непосредственно в масляный бак.

Масляная система турбины включает в себя также два вспомогательных масляных насоса: 1) пусковой масляный турбонасос (см. § 34) и 2) масляный электронасос (см. § 35).

Масляный турбонасос нагнетает масло при давлении 12 кг/см^2 через обратный клапан в систему высокого давления до редукционного клапана. Таким образом, при пуске турбины вспомогательный турбонасос заменяет полно-

стью главный масляный насос турбины. Обратный клапан, включенный в нагнетательный маслопровод турбонасоса позволяет держать его при работе с открытой задвижкой на напорной стороне, т. е. подготовленным к пуску



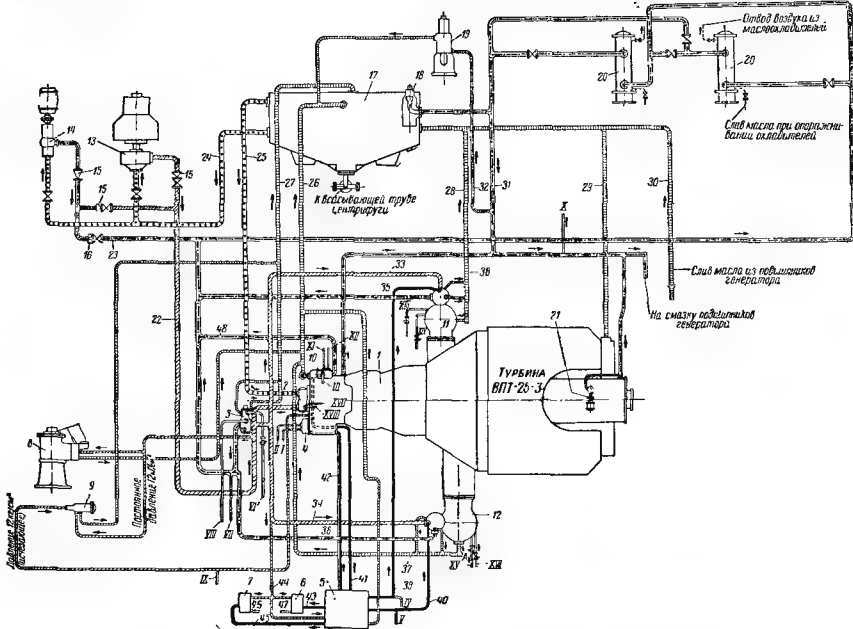
Фиг. 45 Схема внешних маслопроводов турбины ВК-100-2

1 — турбина, 2 — главный масляный насос, 3 — редукционный клапан, 4 — задвижка регулятора скорости, 5 — обратный клапан, 6 — масляный бак, 7 — масляный бак, 8 — турбонасос масляный, 9 — редукционный клапан, 10 — задвижка и обратный клапан, 11 — масляный байпас, 12 — клапан, 13 — клапан, 14 — масляный бак, 15 — масляный насос, 16 — масляный насос, 17 — масляный насос, 18 — масляный насос, 19 — масляный насос, 20 — масляный насос, 21 — масляный насос, 22 — масляный насос, 23 — масляный насос, 24 — масляный насос, 25 — масляный насос, 26 — масляный насос, 27 — масляный насос, 28 — масляный насос, 29 — масляный насос, 30 — масляный насос, 31 — масляный насос, 32 — масляный насос, 33 — масляный насос, 34 — масляный насос, 35 — масляный насос, 36 — масляный насос, 37 — масляный насос, 38 — масляный насос, 39 — масляный насос, 40 — масляный насос, 41 — масляный насос, 42 — масляный насос, 43 — масляный насос, 44 — масляный насос, 45 — масляный насос, 46 — масляный насос, 47 — масляный насос, 48 — масляный насос, 49 — масляный насос, 50 — масляный насос, 51 — масляный насос, 52 — масляный насос, 53 — масляный насос, 54 — масляный насос, 55 — масляный насос, 56 — масляный насос, 57 — масляный насос, 58 — масляный насос, 59 — масляный насос, 60 — масляный насос, 61 — масляный насос, 62 — масляный насос, 63 — масляный насос, 64 — масляный насос, 65 — масляный насос, 66 — масляный насос, 67 — масляный насос, 68 — масляный насос, 69 — масляный насос, 70 — масляный насос, 71 — масляный насос, 72 — масляный насос, 73 — масляный насос, 74 — масляный насос, 75 — масляный насос, 76 — масляный насос, 77 — масляный насос, 78 — масляный насос, 79 — масляный насос, 80 — масляный насос, 81 — масляный насос, 82 — масляный насос, 83 — масляный насос, 84 — масляный насос, 85 — масляный насос, 86 — масляный насос, 87 — масляный насос, 88 — масляный насос, 89 — масляный насос, 90 — масляный насос, 91 — масляный насос, 92 — масляный насос, 93 — масляный насос, 94 — масляный насос, 95 — масляный насос, 96 — масляный насос, 97 — масляный насос, 98 — масляный насос, 99 — масляный насос, 100 — масляный насос.

в случае внезапной необходимости. Хорошая заливка насоса обеспечивается тем, что он расположен ниже уровня масляного бака.

Масляный центробежный электронасос создает давление масла не более $2,5 \text{ кг/см}^2$, в связи с чем он может быть использован

только для обеспечения смазки турбины; таким образом, пуск турбины при подаче масла электронасосом невозможен, так как указанного давления масла недостаточно для открытия клапанов регулирования. Масляный электронасос предназначен для подачи масла к



Фиг. 46. Схема внешних маслопроводов турбины ВПТ-25-3

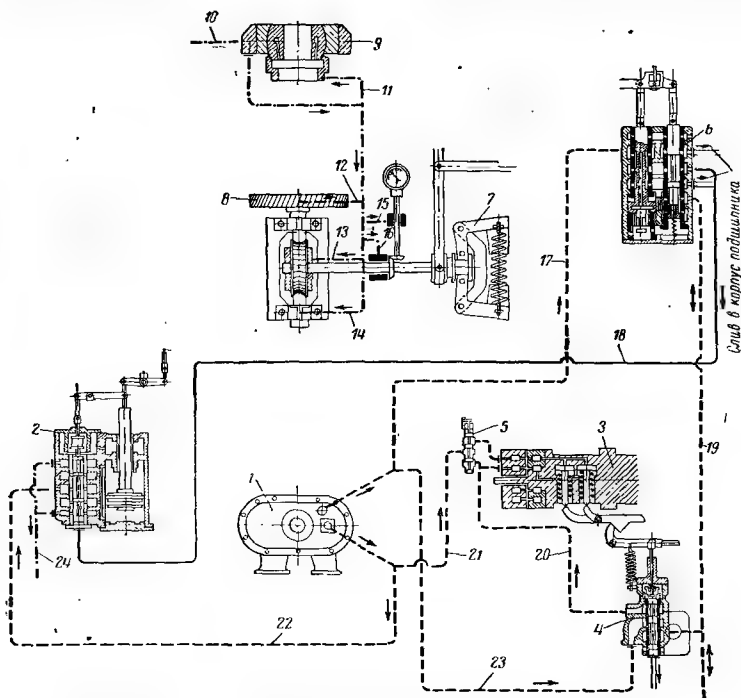
1 — турбина; 2 — главный масляный насос; 3 — редукционный клапан; 4 — золотник регулятора скорости; 5 — блок суммирующих золотников; 6 — регулятор давления 8–13 атм; 7 — регулятор отбора 1,2–2,5 атм; 8 — клапан автоматического затвора; 9 — масляный выключатель; 10 — сервомотор клапанов регулирования; 11 — сервомотор поворотной диафрагмы отбора 8–13 атм; 12 — сервомотор поворотной диафрагмы отбора 1,2–2,5 атм; 13 — масляный турбонасос; 14 — масляный электронасос; 15 — обводный клапан; 16 — дросселирующая диафрагма; 17 — масляный бак; 18 — масляный сливной клапан; 19 — реле пуска масляного электронасоса; 20 — маслоохладитель МП-37; 21 — теплообменное устройство; 22 — нагнетательный трубопровод масляного турбонасоса; 23 — нагнетательный трубопровод масляного электронасоса; 24 — масляный трубопровод электро и турбонасосов; 25 — всасывающий трубопровод главного масляного насоса; 26 — сливной трубопровод из переднего подшипника; 27 — сливной трубопровод; 28 — слив в бак из сервомотора отбора 8–13 атм; 29 — сливной трубопровод заднего подшипника; 30 — сливной трубопровод из подшипников генератора; 31 — трубопровод подачи масла на смазку подшипников турбины и генератора; 32 — трубопровод реле 19; 33 — тепловое масло к сервомотору 11; 34 — напорное масло к сервомотору 12; 35 — слив в систему смазки подшипников из сервомотора 11; 36 — слив в систему

смазки подшипников из сервомотора 12; 37 — слив в бак из сервомотора 12; 38 — слив в бак из сервомотора 11; 39 и 40 — импульсное масло к золотнику 11 и сервомотору 12; 41 — импульсное масло к сервомотору 16; 42 — масло от блока суммирующих золотников к золотнику регулятора скорости; 43 — масло от блока 5 к регулятору 6; 44 — напорное масло к блоку 5 и к регулятору 6; 45 — масло от блока 9 к регулятору 7; 46 и 47 — сливы в бак из регуляторов 6 и 7; 48 — слив из сервомотора 16 в систему смазки подшипников отвода к манометру; 1 — над поршнем золотника регулятора скорости; II — над поршнем золотника регулятора скорости; III — над золотником сервомотора ЧДЛ; IV — над золотником сервомотора ЧДЛ; V — над золотником сервомотора ЧДЛ; VI — в демпфере редукционного клапана (в камере пружины); VII — до маслоохладителя; VIII — по выходе из зубчатого насоса; IX — за золотником регулятора безопасности; X — на подшипники после маслоохладителей; XI — под поршнем сервомотора ЧДЛ; XII — над поршнем сервомотора ЧДЛ; XIII — под поршнем сервомотора ЧДЛ; XIV — над поршнем сервомотора ЧДЛ; XV — под поршнем сервомотора ЧДЛ; XVI — над поршнем сервомотора ЧДЛ; XVII — для выбивания бойков регулятора безопасности; XVIII — для возвращающих бойков регулятора безопасности

подшипникам при аварийной остановке турбины, для работы при проворачивании роторов валоповоротным устройством и для подачи масла до включения турбомасляного насоса при пуске турбины.

Этот насос также имеет обратный клапан на пагнетании и надежно залит маслом, будучи расположен ниже масляного бака.

Напорные маслопроводы обоих насосов соединены при помощи переключки, на которой



Фиг. 47. Схема маслопроводов внутри переднего блока конденсационных турбин

1 — главный масляный насос; 2 — сервомотор клапанов в. д.; 3 — регуляторы безопасности; 4 — золотник регуляторов безопасности; 5 — золотник масляного устройства регуляторов безопасности; 6 — блок золотников регулятора скорости; 7 — регулятор скорости; 8 — редуктор; 9 — передний опорно-упорный подшипник; 10 — маслопровод смазки, залитый в корпус подшипника; 11 — смазка к нерабочим (установочным) колодкам упорного подшипника; 12 — фланцевидная трубка, подводящая смазку к зацеплению редуктора; 13 — маслопровод, подводивший масло к фланцевидному отверстию в корпусе регулятора для смазки червячной пары; 14 — смазка к опорно-упорному роликовому подшипнику редуктора; 15 — смазка передатки к тахометру; 16 — смазка подшипников регулятора скорости; 17 — напорное масло к блоку золотников регулятора скорости; 18 — импульсное масло к золотнику сервомотора; 19 — маслопровод от золотника регулятора безопасности к масляному выключателю стопорного клапана и к блоку золотников регулятора скорости; 20 — маслопровод подачи масла от золотника регуляторов безопасности на зарядку бойков; 21 — напорное масло к ручному золотнику масляного устройства регуляторов безопасности; 22 — напорное масло к сервомотору; 23 — напорное масло к золотнику регуляторов безопасности; 24 — маслопровод слива в систему смазки из сервомотора

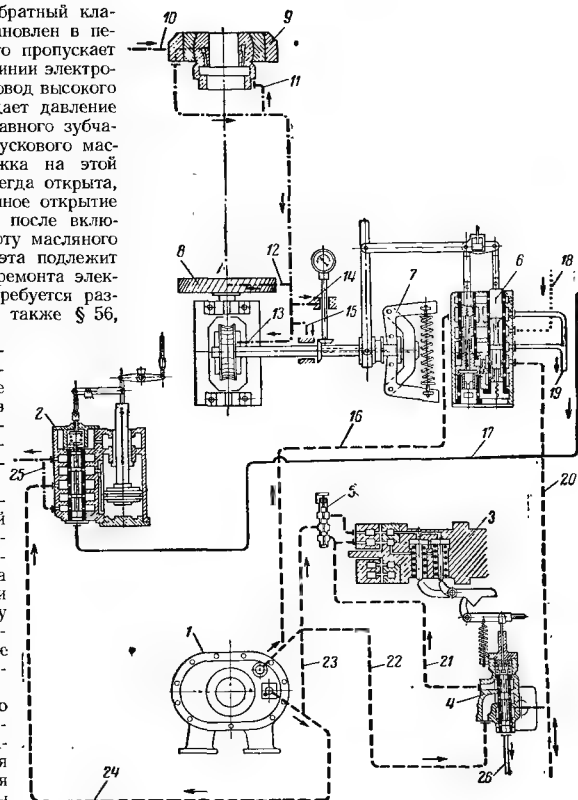
установлены задвижка и обратный клапан. Обратный клапан установлен в перемычке таким образом, что пропускает масло только из напорной линии электронасоса в напорный маслопровод высокого давления, когда в нем падает давление в результате остановки главного зубчатого насоса турбины или пускового масляного турбонасоса. Задвижка на этой перемычке должна быть всегда открыта, чтобы предотвратить частичное открытие органов парораспределения после включения на независимую работу масляного электронасоса. Задвижка эта подлежит закрытию лишь на время ремонта электронасоса, при котором требуется разборка маслопровода. (См. также § 56, стр. 144).

При эксплуатации паротурбинных установок должно быть обращено внимание на плотность маслопроводов и находящихся под давлением масла фланцев аппаратов системы регулирования.

Негнотность маслопроводов и фланцевых соединений сервомоторов, насосов, клапанов и пр. может явиться источником пожара с тяжелыми последствиями для оборудования. Поэтому должно быть обращено самое пристальное внимание на качество сборки элементов масляной системы.

Запрещается ставить во фланцевые соединения прокладки толще 0,25 мм. Материал прокладок — плотная бумага (ватман, чертежная синька). Прокладки должны промазываться тонким слоем шеллака или бакелитового лака, причем обильное смазывание прокладок недопустимо, так как даже незначительные частицы лака, попавшие в масляную систему, могут закупорить небольшие отверстия системы регулирования и нарушить ее нормальную работу.

Фланцы необходимо тща-



Фиг. 48. Схема маслопроводов внутри переднего блока турбины ВПТ-25-3

1 — главный масляный насос; 2 — сервомотор клапанов в. д.; 3 — регуляторы безопасности; 4 — золотник регулятора безопасности; 5 — золотник масляного устройства регулятора безопасности; 6 — блок золотников регулятора скорости; 7 — регулятор скорости; 8 — редуктор; 9 — передний опоро-упорный подшипник; 10 — маслопровод смазки, залитый в корпус подшипника; 11 — смазка к нерабочим (установленным) колодам; 12 — фонтанирующая трубка, позволяющая смазку к золотнику регулятора; 13 — маслопровод, подводящий масло к фонтанирующему отверстию в корпусе регулятора, для смазки червячной пары; 14 — смазка передачи к тахомеру; 15 — смазка подшипников регулятора скорости; 16 — напорное масло к блоку золотников регулятора скорости; 17 — маслопровод от блока суммирующих золотников к золотнику к блоку ЗРС; 18 — слив из ЗРС; 19 — слив из ЗРС; 20 — маслопровод от блока суммирующих золотников к масляному выключателю клапана автоматического антиягрия и к блоку ЗРС; 21 — напорное масло к ручному золотнику масляного устройства регулятора безопасности; 22 — напорное масло к сервомотору клапанов в. д.; 23 — слив из золотника регулятора безопасности; 24 — слив из золотника регулятора безопасности; 25 — слив из золотника регулятора безопасности.

тельно прихватить друг к другу. Все напорные линии и фланцевые соединения должны быть опрессованы на давление, в два раза превышающее рабочее давление. Желательно, чтобы фланцы были «воротничкового» типа, изготовленные из одной поковки с примыкающим к фланцу участком трубы с тем, чтобы приварка соединяла трубу с трубой, а не фланец с трубой. Желательно также, чтобы стыковая поверхность двух фланцев имела замок (выступ и впадину); однако такого типа фланец запрещается присоединять к чугунным фланцам (например масляного насоса); не имеющим соответствующего замка, так как при затяжке болтов в этом случае возникнут значительные изгибающие напряжения, которые могут привести к поломке чугунного фланца.

Маслопроводы должны быть надежно закреплены, чтобы полностью исключалась их вибрация при работе турбины.

Вокруг маслопроводов высокого давления, проходящих вблизи горячих труб или частей турбины, должны быть устроены защитные кожухи, исключающие нагрев или попадание масла на горячие части. Изоляцию горячих частей установки в тех местах, где на нее может попасть масло, надо покрыть металлической обшивкой, исключающей пропитывание изоляции маслом.

Масляная система должна быть совершенно чистой, так как грязь (угольная пыль, песок, окалина из труб и пр.) портят аппараты регулирования, подшипники и др.

Маслопроводы необходимо проложить таким образом, чтобы исключить скопление воздуха в них.

Всасывающие трубы насосов должны быть совершенно плотными, так как присос воздуха через неплотности нарушает работу насосов и системы регулирования и смазки.

ПАРОРАСПРЕДЕЛЕНИЕ, РЕГУЛИРОВАНИЕ И АВТОМАТИКА

Глава десятая

КЛАПАНЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ЗАТВОРА

§ 39. Назначение и конструкция клапанов

Клапаны автоматического затвора предназначены для мгновенного отключения турбины от паропровода свежего пара при авариях, так как в этих случаях обычные запорные клапаны или задвижки с ручным или электрическим приводом непригодны вследствие длительности их закрытия.

Автоматическое или произведенное машинистом быстрое закрытие клапана может оказаться необходимым при неисправности турбогенератора, неисправности или аварии самой турбины, аварии в котельной и т. п.

Клапаны автоматического затвора должны обеспечить остановку турбины. Однако вследствие трудно устранимой в турбине высокого давления некоторой неплотности этих клапанов обычно допускается, чтобы клапаны при посадке обеспечивали резкое снижение оборотов. Если состояние клапана не обеспечивает снижения оборотов до 1500 в минуту, то эксплуатация турбины недопустима.

Одновременно с закрытием клапана автоматического затвора должны быть сразу перекрыты паропроводы отбора пара из турбины к внешним промышленным или теплофикационным потребителям и внутренним аппаратам турбоустановки: подогревателям системы регенерации, испарителям, деаэраторам и т. п. Быстрое перекрытие этих паропроводов необходимо из-за заключающегося в них значительного объема пара, а также возможности паробразования конденсата в аппаратах регенерации, что может привести к разгону турбины в результате обратного потока пара из этих паропроводов и аппаратов в турбину.

Разрез двухседельного клапана автомати-

ческого затвора турбин высокого давления мощностью 25 000 и 50 000 кет представлен на фиг. 49. Свежий пар подводится в паровую коробку 9 клапана через боковой патрубок и поступает к клапану снаружи через паровое сито 8. Клапан выполнен двухседельным, разгруженным и состоит из цилиндрического седла 13 с двумя рядами окон, между которыми расположено откованное заодно с седлом глухое днище.

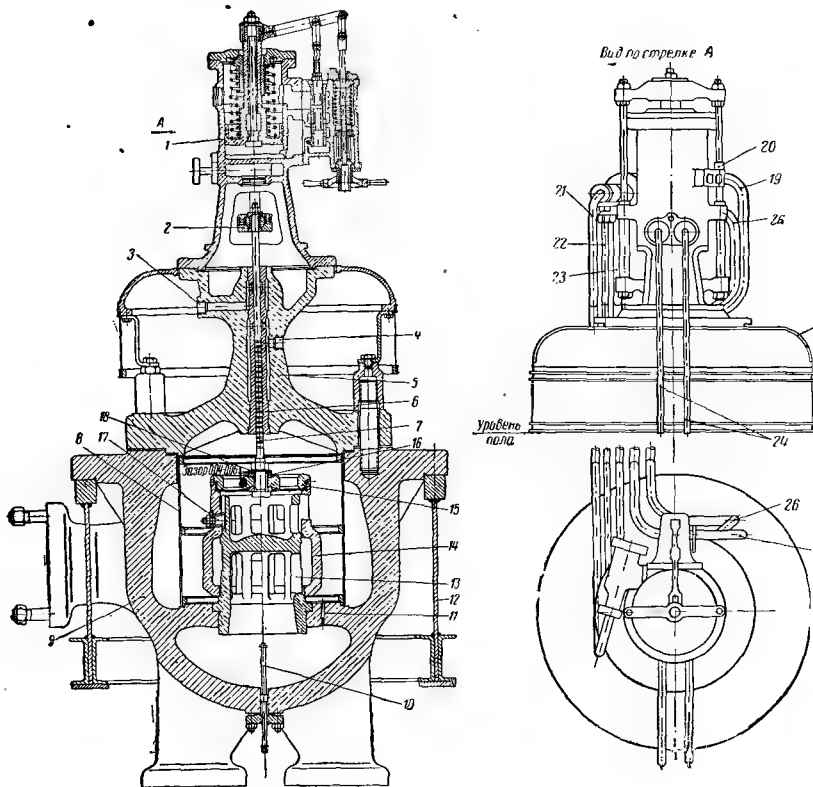
Снаружи по седлу в вертикальном направлении может перемещаться конус 14 клапана с отверстиями в крышке 15. Рабочий ход клапана составляет 65 мм для турбин высокого давления всех типов и 90 мм для турбины АП-25-2. При полном подъеме конус клапана открывает приблизительно на $\frac{1}{3}$ нижний ряд окон, через которые свежий пар направляется в нижнюю полость седла. Кроме того, часть свежего пара поступает через отверстия в крышке конуса и открывшийся верхний ряд окон во внутреннюю уширенную часть конуса клапана. Из конуса пар направляется в нижнюю часть паровой коробки. Затем пар выходит из четырех патрубков паровой коробки по четырем трубам и идет к регулирующим клапанам турбины.

Конус клапана соединен со шпинделем 7 при помощи двух прижимных колец 16, сидящих в сферических гнездах крышки 15 конуса. Прижатое гайкой к уступу шпинделя нижнее кольцо 18 пригоняется к верхнему прижимному кольцу с зазором 0,04—0,06 мм, что обеспечивает возможность поперечного смещения конуса клапана в пределах радиального зазора между крышкой конуса и штоком. Свобода смещения конуса необходима для компенсации неточности сборки, возможности

самоустановки конуса и предупреждения его засаждения. Две шпонки 17 препятствуют вращению конуса от воздействия паровой струи.

Для увеличения плотности клапана места посадки конуса заглублены против кромок

окон на 22 мм, а радиальный зазор (0,45—0,50 мм на диаметр) между конусом и седлом в этих местах доведен до 0,00—0,05 мм (на диаметр). Для той же цели клапан пригоняется к седлу так, чтобы в холодном состоянии пр



Фиг. 49. Разрез по двухседельному клапану автоматического затвора

1 — колонка (масляного) управления клапана автоматического затвора; 2 — нижнее коромысло с шаровым шарниром; 3 и выходы для отсоса пара из лабиринтового уплотнения шпинделя клапана; 5 — крышка; 6 — букаса; 7 — шпиндель; 8 — паровое сито; 9 — паровая коробка клапана; 10 — термомотор; 11 — дренажный канал; 12 — люлька паровой коры; 13 — седло клапана; 14 — конус; 15 — крышка конуса; 16 — привинные кольца; 17 — две шпонки; 18 — наземное кольцо; 19 — напорный маслопровод сервомотора; 20 — сигнальные лампы с переключателем; 21 и 22 — напорные маслопроводы к магниту выключателю; 23 — сливной маслопровод; 24 — напорный и сливной водопроводы вольного экрана сервомотора; 25 — шпика паровой коробки; 26 — сливной маслопровод сервомотора.

плотным прилеганием к седлу у верхней отсекающей кромки зазор между конусом и седлом у нижней отсекающей кромки не превышал 0,04 мм. Можно притереть клапан и так, чтобы обе отсекающие кромки прилегали к седлу одновременно.

Шпindel 7 клапана и буква 6 крышки паровой коробки изготавливаются из стали марки ЭИ-10, причем соприкасающиеся поверхности шпинделя и втулки азотируются для предотвращения их истирания.

Паровые коробки свежего пара устанавливаются в специальных рамах — «люльках» 12, которые жестко крепятся к фундаменту, но сами допускают тепловое расширение паровых коробок. Благодаря такому креплению усилия от главных паропроводов не передаются на цилиндр турбины и воспринимаются опорной рамой. Четыре перепускных трубы, соединяющие коробку клапана автоматического затвора с четырьмя патрубками клапанных коробок цилиндра компенсируют как тепловое расширение перепускных труб, так и тепловой сдвиг цилиндра турбины. Для ограничения добавочных напряжений, которые могут возникнуть в результате тепловых деформаций, особенно в трубах и сварных швах, производится специальная установка паровой коробки клапана автоматического затвора при монтаже турбины.

Эта установка заключается в том, что после присоединения перепускных труб к паровой коробке и патрубкам турбины, паровую коробку вместе с рамой сдвигают домкратами в направлении, параллельном оси турбины, до заранее установленного места, которое по расчету соответствует ненапряженному состоянию горячих труб при тепловом сдвиге цилиндра. В этом положении раму закрепляют на фундаменте и устанавливают в ней контрольные шпидфы. В результате такой установки в перепускных трубах и в цилиндре в холодном их состоянии возникают добавочные усилия, которые, однако, почти полностью исчезают после пуска и разогрева турбины. Паропроводы свежего пара присоединяются к паровой коробке лишь после окончательного закрепления ее рамы на фундаменте.

Клапан автоматического затвора турбин ВК-100-2 первоначально выполнялся аналогичным по конструкции клапанам турбин мощностью 25 000 и 50 000 кет. В связи с большим расходом пара в турбинах ВК-100-2 применялись два параллельно стоящих клапана автоматического затвора, коробки которых имели

два впускных и два паровыхпускных патрубка. В настоящее время для турбин ВК-100-2 применяется один клапан автоматического затвора, который по конструкции аналогичен клапану турбин ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4, разрез которого показан на фиг. 50.

В отличие от клапанов первоначальной конструкции этот клапан является односедельным, что обеспечивает повышенную его плотность. Внутри основного клапана 14 расположен разгрузочный клапан 15. Предполагается, что клапан автоматического затвора открывают только при закрытых регулирующих клапанах. Подъем разгрузочного клапана 15 не требует больших усилий и осуществляется подачей масла в сервомотор клапана путем вращения по часовой стрелке маховичка колонки 1 масляного управления клапаном.

Пар поступает в паропроводы между клапаном автоматического затвора и регулирующими клапанами, и давление в этом паропроводе, т. е. под основным клапаном, возрастает. После этого, продолжая вращение маховичка управления клапаном, поднимают основной клапан 14, в который при подъеме штока 7 упирается гайка 16, с помощью которой на штоке закреплен разгрузочный клапан 15. Клапаны 14 и 15 прижимаются к своим седлам не только силой пружины сервомотора колонки управления, но также и давлением пара, который через отверстия (косые сверления) в крышке 5 поступает в полость над клапаном.

Следует отметить, что разгрузочный клапан односедельного клапана автоматического затвора (фиг. 50) недостаточен для пропуска пара, необходимого для холостого хода турбины.

При открытых регулирующих клапанах клапан автоматического затвора не может быть открыт давлением масла на поршень сервомотора. Если регулирующие клапаны по каким-либо причинам не закрываются полностью, то клапан автоматического затвора не может быть открыт давлением масла на сервомотор после открытия главной запорной задвижки, расположенной на паропроводе перед ним. Такое положение имеет свое оправдание, так как работа турбины при отсутствии необходимой плотности регулирующих клапанов является недопустимой во избежание разгона турбины при неполноте закрытом клапане автоматического затвора.

Клапан 14 в открытом положении удерживается от проворачивания паром двумя шпон-

ками 17. Седло клапана 13 представляет собой укороченный диффузор, благодаря чему уменьшаются потери давления при обтекании кла-

паном над клапаном, в перегородке, разделяющей верхнюю и нижнюю камеры клапанной коробки, предусмотрено небольшое дренажное отверстие 11.

В турбине нормального давления АП-25-2 клапан автоматического затвора выполнен одисселедным с внутренним разгрузочным клапаном (фиг. 51). Чашка 2 основного клапана имеет окна, через которые пар поступает под разгрузочный клапан 3. Шпопки 5, заходящие в продольные канавки буквы 6, предотвращают вращение клапана паровым потоком. Под клапаном расположено короткое диффузорное седло.

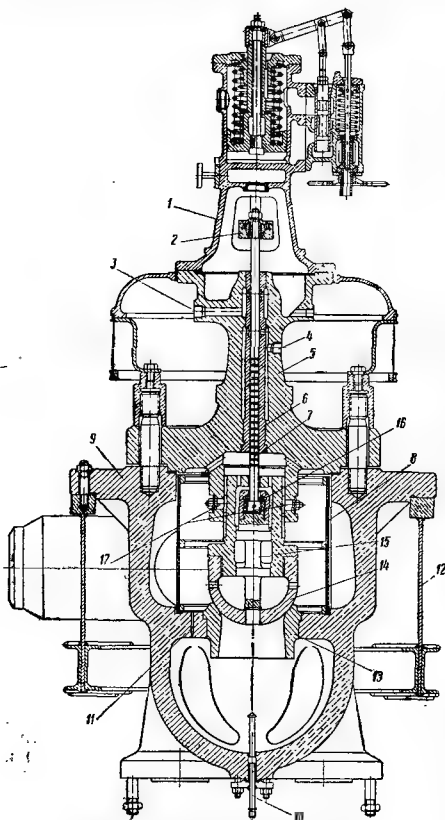
Во время ревизии турбины, сняв крышку клапана 5, надлежит проверить целостность защитного парового сита 8, назначением которого является недопустить попадания в турбину или под клапан твердых частиц из паропроводов, где они могут быть оставлены при монтажных работах (сварочный грат, куски электродов и т. п.).

Кроме того, следует очистить сита, если отверстия в нем окажутся забиты твердыми частицами, с тем чтобы сопротивление сита (потери давления) при прохождении через него пара было невелико.

Следует также осмотреть состояние клапана и его седла, на которых не должно быть задиры и других повреждений. Необходимо также проверить состояние шпинделя и буквы.

Для предотвращения опасных заеданий клапана надлежит проверять состояние шпонок и особенно шпоночных пазов в клапане. Образование «ступенек» на боковых стенках шпоночных пазов грозит «застреванием» клапана в открытом положении. Поэтому если ступеньки будут обнаружены, они должны быть полностью удалены путем опиловки паза по всей длине. Если в результате этого чрезмерно увеличивается зазор между шпонкой и пазом, должны быть изготовлены новые более широкие шпопки.

Во время эксплуатации турбины клапан автоматического затвора должен подвергаться периодическому «расхаиванию» путем его перемещения вниз и вверх на некоторую величину.

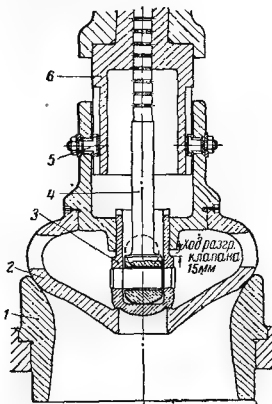


Фиг. 50. Клапан автоматического затвора турбин типов ВК-100-2, ВР-25-31-3 и ВР-25-18 4

Обозначения поз. 1—13 см. фиг. 49; 14—основной клапан; 15—разгрузочный клапан; 16—гайка разгрузочного клапана; 17—шпопки основного клапана

пана паром. Для удаления воды, могущей скопиться во время стоянки турбины в про-

Об обязательной проверке плотности клапана автоматического затвора после монтажа или ревизии см. § 151.



Фиг. 51. Односедельный клапан автоматического затвора турбины вормального давления типа АП 25-2
1 — диффузионное селло; 2 — чашка клапана; 3 — разгрузочный клапан; 4 — шток; 5 — гайка; 6 — буска

§ 40. Колонка управления клапаном автоматического затвора

Для управления вручную клапаном автоматического затвора служит колонка управления с гидравлическим (масляным) сервомотором, расположенная непосредственно над паровой коробкой клапана. (фиг. 49). Заряженный вручную механизм колонки срабатывает, вызывая мгновенное закрытие клапана, при получении импульсов от:

1) регулятора безопасности (см. § 52) — в случае превышения ротором предельно допустимого числа оборотов;

2) регулятора скорости — при предельном смещении им своего золотника при превышении ротором предельно допустимого числа оборотов (см. § 45 и 52);

3) реле осевого сдвига (см. § 81) — в случае превышения ротором (высокого давления) предельно допустимого осевого сдвига в сторону генератора в результате повреждения колодок упорного подшипника;

4) давления масла в напорном маслопро-

воде системы регулирования, а именно при снижении его за золотником регулятора безопасности до $6,5 \pm 0,5 \text{ кг/см}^2$ в случае поднятия рукой рычага расцепления (см. § 53 и 54), если необходимо экстренное закрытие клапана (при остановке турбины, какой-либо аварии и т. п.).

В случае необходимости клапан может быть мгновенно закрыт непосредственным воздействием вручную на его механизм.

Разрез колонки управления представлен на фиг. 52.

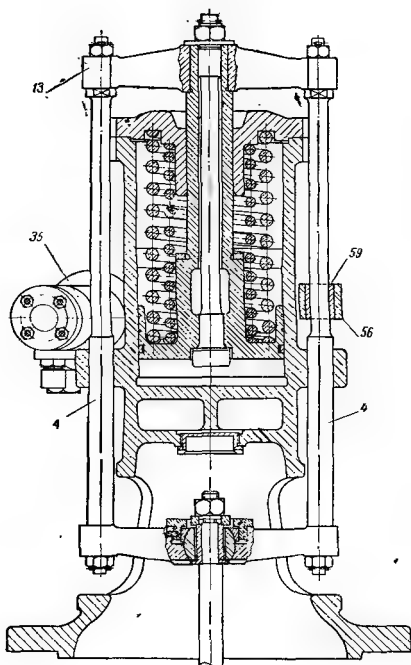
Шпиндель клапана сидит в шаровом шарнире 3 нижнего коромысла 2, которое двумя тягами 4 соединено с верхним коромыслом 13. Верхнее коромысло опирается на поршень 7. Открытие клапана производится подачей масла под давлением под поршень 7 при смещении вниз золотника 33, а закрытие клапана осуществляется двумя пружинами 11 и 12, выжимающими масло из-под поршня при поднятии золотника 33.

Управление подачей масла под поршень сервомотора и сливом масла из-под поршня производится вращением вручную маховика 29, вызывающего перемещение золотника 33 в ту или другую сторону.

Шпиндель 19 механизма управления всегда отжимается кверху пружинкой 22, нажимающей на поршень 20, закрепленный на шпинделе коническим штифтом. В нижней части шпиндель 19 имеет нарезку, по которой ходит втулка 28 с внутренней резьбой. Маховик 29 сцепляется со втулкой 28 при помощи шпонки 31 и при своем вращении захватывает втулку 28. На втулку 28 надета втулка 26 с продольными наружными зубцами, называемая «звездочкой». Звездочка удерживается на втулке 28 гайкой 32 и перемещается вверх и вниз по штоку вместе со втулкой 28, но удерживается от вращения вместе со втулкой направляющим пальцем 25. Зубцы звездочки сцепляются с внутренними зубцами кольца 23. Когда при продольном перемещении вниз зубцы звездочки настолько опустятся, что выйдут из зацепления с зубцами кольца 23, то кольцо можно повернуть вокруг его оси на ширину одного зуба рычагом 24.

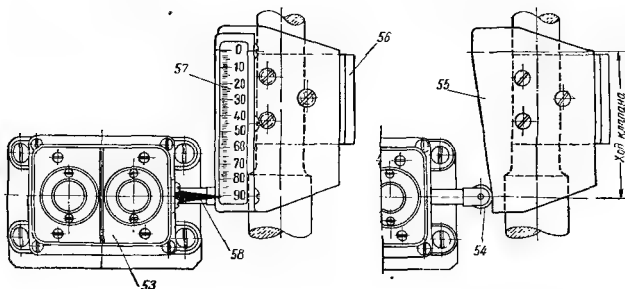
Под сервомотором расположена водяная камера 11 с проточной холодной водой, экраняющая масляную камеру от теплового излучения со стороны крышки паровой коробки. Для контроля за подачей воды к экрану предусмотрен открытый слив воды в воронку (см. фиг. 49).

по СД



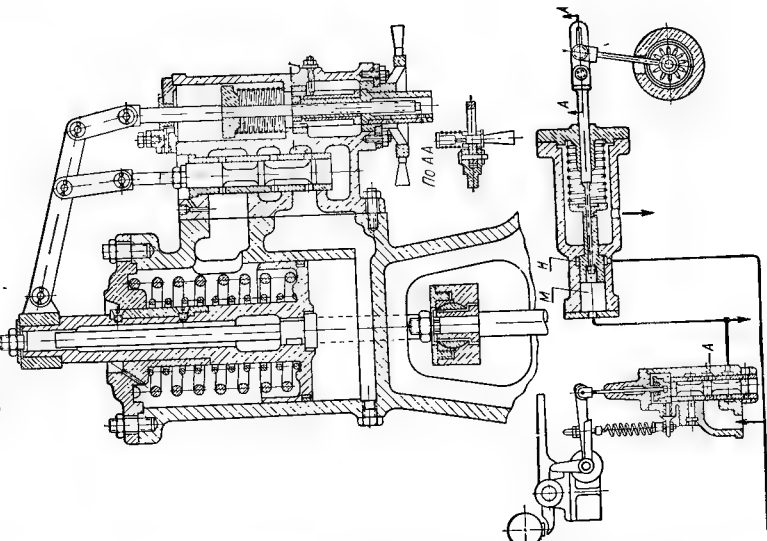
Фиг. 52. Колонка управления клапана автоматического затвора

1 — шпилька клапана; 2 — нижнее коромысло; 3 — шаровой шарнир; 4 — дватиты; 5 — фланцы для подвода и слива воды из охлаждающей камеры Л; 6 — поршневое кольцо; 7 — поршень сервомотора; 8 — корпус колонки; 9 — шток сервомотора; 10 — шайба для пригонки величины хода клапана; 11 и 12 — пружины; 13 — верхнее коромысло; 14, 15 и 16 — рычаги; 17 — воздушный дроссель; 18 — установочная гайка к 17; 19 — шпилька; 20 — поршень; 21 — корпус золотника; 22 — пружина; 23 — кольцо с внутренними зубцами; 24 — рычаг; 25 — палец направляющий; 26 — втулка зубчатая (звездочка); 27 — кольцо; 28 — втулка шпильки; 29 — маховик; 30 — кольцо из двух половин; 31 — шпонка; 32 — гайка кольцевая; 33 — золотник; 34 — буска золотника; 35 — корпус масляного выключателя; 36 — поршень; 37 — тарелка пружины; 38 — пружина; 39 — шток масляного выключателя; 40 — серия с продольным вырезом; 41 — палец; 42 — пружина; 43 — ручка; 44—52 см. на фиг. 53; 63 — сигнальные лампы и переключатель (под ними), справа лампа с красным стеклом, слева — с синим стеклом; 64 — ролик переключателя; 65 — профильный кулак; 66 — хомут; 67 — шкала открытия клапана; 68 — стрелка; 69 — кольцо; Л — камера водного охлаждения





Положение 3



Фиг. 53. Механизм колонки управления клапана автоматического затвора в различных положениях

Положение 1-е — механизм разряжен, клапан закрыт, турбина не работает
Положение 2-е — механизм заряжен, клапан закрыт, турбина готова к пуску
Положение 3-е — механизм заряжен, клапан открыт, турбина в работе

а — корпус колонки; 11 и 12 — пружины; 14, 15 и 16 — рычаги; 19 — шпindel; 21 — корпус золотника; 22 — пружина; 24 — рычаг; 33 — золотник; 34 — буска золотника; 35 — корпус масляного выключателя; 38 — пружина; 39 — шток масляного выключателя; 40 — гермет с продольным вырезом; 43 — рычаг; 44 — рычаг регулятора безопасности; 45 — боек регулятора безопасности; 46 — клинок; 47 — рычаг расцепления; 48 — шток золотника регулятора безопасности; 49 — золотник; 50 — буска золотника; 51 — пружина; 52 — корпус золотника регулятора безопасности

Обозначения фиг. 53 унифицированы с обозначениями фиг. 52.

Колонка клапана показана на фиг. 53 в трех положениях:

- 1) механизм разряжен, клапан закрыт;
- 2) механизм взведен, клапан закрыт;
- 3) механизм взведен, клапан открыт.

Открытие клапана. Для того чтобы из первого положения зарядить механизм и открыть клапан, необходимо произвести следующие операции.

1. Вращать маховик 29 по часовой стрелке (если смотреть по стрелке К). При этом шток 28 будет вращаться и перемещаться вниз вместе со звездочкой 26 по неподвижному штоку 19.

2. В крайнем нижнем положении, когда зубцы звездочки опустятся под зубцы кольца 23, следует повернуть кольцо 23 рычагом 24, для чего нужно оттянуть ручку 43 вниз и затем продвинуть ее в прорез серги 40 до отказа, вращая при этом кольцо 23 по часовой стрелке (если смотреть сверху вниз по стрелке К). При повороте кольца 23 зубцы его встанут под зубцами звездочки 26, а звездочка окажется закрепленной в нижнем положении (положение второе). В этом положении механизм колонки будет заряжен и подготовлен к открытию клапана. Сбоку колонки расположен масляный выключатель 35, состоящий из дифференциального поршня 36, отжимаемого пружиной 38 и находящегося под давлением масла в камерах М и Н. Рабочая площадь поршня со стороны камеры М приблизительно в два раза больше площади со стороны Н.

В камеру М масло подводится из масляного насоса через золотник 52 регулятора безопасности. В камеру Н масло подается непосредственно от насоса, минуя золотник 52, ввиду чего в этой камере при нормальной работе насоса всегда поддерживается полное давление масла $12 \pm 0,1$ кг/см².

При подготовке турбины к пуску (фиг. 53, положение 2) золотник регулятора безопасности приподнят. Поэтому после включения в работу пускового масляного насоса в обеих камерах М и Н установится полное давление масла, в результате чего поршень 36 преодолеет усилие пружины 38 и сдвинется, перемещая одновременно шток 39 и сергу 40 вправо. При этом ручка 43 заскочит в ушреннюю часть прореза серги и сцепит рычаг 24 со штоком 39 масляного выключателя.

Во избежание защемления звездочки 26 и изгиба пальца 25 рекомендуется зарядить механизм автоматического затвора перед пуском турбины до включения в работу пускового

масляного турбонасоса. По той же причине необходимо каждый раз перед сцеплением рычагов регулятора безопасности (перед подъемом за ручку рычага включения) удостовериться в том, что механизм клапана автоматического затвора заряжен.

3. Вращать маховик 29 против часовой стрелки (если смотреть по стрелке К). При этом шток 28 будет вращаться и заставит шток 19 опускаться вместе с поршнем 20, сжимая пружину 22. Вместе со штоком будет опускаться золотник 33, подвешенный на серге 15 к рычагу 14 обратной перестановки.

Камера А золотниковой коробки соединена с напорной магистралью от масляного насоса, а камеры С и Р со сливным маслопроводом, идущим в масляный бак. Нижние окна золотниковой буквы 34 обычно перекрыты нижним буртом золотника 33. При опускании золотника нижние окна буквы откроются, и масло под давлением будет поступать из камеры А в камеру В под поршень сервомотора. Поршень 7, а вместе с ним и клапан автоматического затвора, начнут подниматься, сжимая пружины 11 и 12. Одновременно с клапаном начнет подниматься с левой стороны рычаг 14, который в свою очередь поднимет золотник 33. Как только нижние окна золотниковой буквы 34 окажутся перекрытыми нижним буртом золотника 33, дальнейший подъем клапана прекратится, если прекратить дальнейшее вращение маховика 29.

Для полного открытия клапана автоматического затвора необходимо вращать маховик 29 против часовой стрелки до тех пор, пока указатель хода клапана не покажет полного его подъема. После этого следует повернуть маховик 29 в обратном направлении (по часовой стрелке) до момента трогания клапана в сторону посадки; при этом давление масла под поршнем сервомотора упадет с 12 кг/см² примерно до $3,5$ кг/см², что снизит протечки масла через поршневое кольцо, а также вдоль штока.

Закрытие клапана. В случае необходимости в постепенном (не мгновенном) закрытии клапана надлежит вручную вращать маховик 29 по часовой стрелке. При этом шток 19 будет подниматься вверх и приподнимет золотник 33. В результате нижние окна буквы откроются, и масло из камеры В под поршнем 7 сервомотора начнет сливаться через камеру С в масляный бак, а поршень 7 и клапан под действием пружин 11 и 12 начнут опускаться. Так как золотник 33 подвешен

в рычагу 14 обратной перестановки, то при опускании клапана золотник 33 будет также опускаться, приостанавливая дальнейшее опускание клапана при прекращении вращения маховика.

Для полного закрытия клапана необходимо вращать маховик по часовой стрелке до тех пор, пока указатель хода клапана не покажет полного закрытия клапана. После этого следует дать еще несколько оборотов маховику по часовой стрелке, чтобы обеспечить незначительное открытие нижних окон золотниковой буквы для слива масла из-под поршня сервомотора на случай возможной протечки напорного масла из камеры А через неплотности нижнего бурта золотника.

Приводной механизм клапана предусматривает также возможность быстрого автоматического закрытия клапана при падении давления масла в маслопроводе системы регулирования. В этом случае упадет давление масла и в камере М масляного выключателя 35, в результате чего пружина 38 и давление масла на поршень со стороны камеры Н сместят влево поршень 36 вместе со штоком 39 и серьгой 40. При этом сцепленный с серьгой рычаг 24 повернет кольцо 23 обратно на ширину зубца; впадины кольца встанут над зубцами звездочки 26, а шток 19 под действием пружины 22 сразу заскочит вверх. Одновременно шток резко сдвинет вверх золотник 33, который откроет нижние окна золотниковой буквы 34, в результате чего клапан быстро закроется.

При быстром смещении штока 19 вверх, в случае сработки механизма, над поршнем 20 образуется воздушная подушка, смягчающая удар поршня о крышку и предохраняющая механизм от повреждения. Регулировка времени закрытия клапана производится путем соответствующей установки воздушного дросселя 17, регулирующего скорость истечения воздуха из-под поршня. После заводского испытания под головку воздушного дросселя подкладывается установочная шайба 18 необходимой толщины.

Как указано выше, механизм управления клапаном автоматического затвора срабатывает автоматически от ряда импульсов, вызывающих падение давления масла в маслопроводе системы регулирования, в результате чего происходит мгновенное закрытие клапана. Передающимися звеньями импульсов являются золотник регулятора безопасности (см. фиг. 69 и 70), рычаг расцепления и соленоид этого рычага.

Выбивание бойков регулятора безопасности при превышении ротором турбины предельного допустимого числа оборотов вызывает спускание золотника (см. фиг. 69) регулятора безопасности, в результате чего маслопровод системы регулирования отключается от масляного насоса и масло из него спускается, что приводит к падению давления масла в нем и в камере М, а также к сработке масляного выключателя. Аналогичное действие вызывает превышение ротором предельного осевого сдвига при неисправности упорного подшипника. В этом случае реле осевого сдвига (см. § 81) включает соленоид рычага расцепления 47, что вызывает подъем этого рычага и опускание золотника регулятора безопасности.

Быстрое закрытие клапана может быть при необходимости осуществлено вручную, для чего следует приподнять рычаг расцепления на торцевой крышке переднего подшипника.

В случае необходимости мгновенного закрытия клапана (при неисправности механизма колонки) поворот кольца 23 может быть также произведен путем задвигания вручную штока 39 в цилиндр масляного выключателя через отверстие в поршне 36. Для этого нужно рукой сильно нажать на ручку 43 в сторону масляного выключателя и, преодолевая давление масла, задвинуть шток в поршень 36, возвращая тем самым кольцо 23.

При превышении ротором предельного числа оборотов регулятор скорости турбины смещает в предельное положение свой золотник (см. § 45 и 52) и сливает масло из маслопровода за золотником регулятора безопасности.

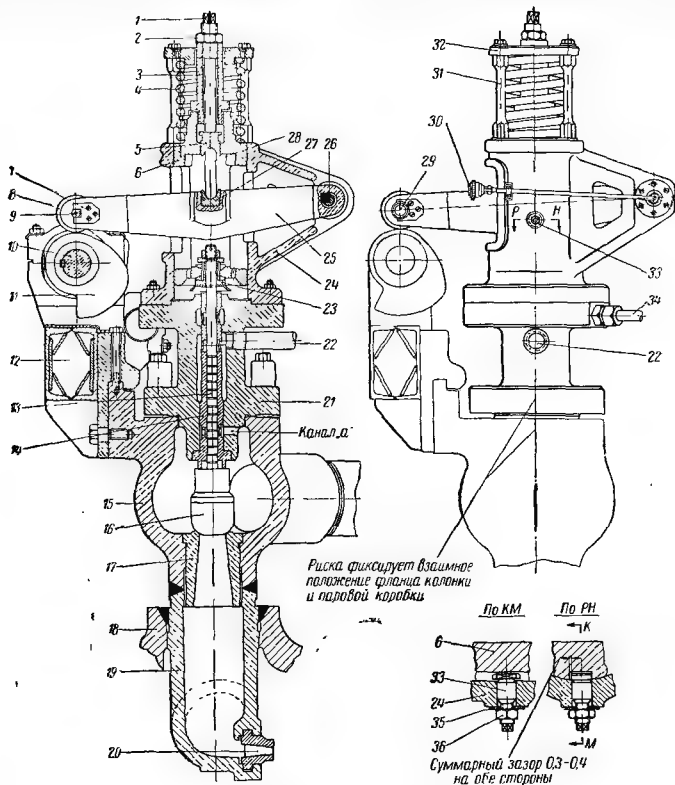
При первоначальной наладке механизма колонки во время монтажа, а также после ревизий необходимо проверять, чтобы масляный выключатель срабатывал при снижении давления масла в камере М до $6,5 \pm 0,5 \text{ кг/см}^2$ или при одновременном снижении давления масла в камерах М и Н до $3 \pm 0,8 \text{ кг/см}^2$.

На колонке расположен конечный переключатель с двумя сигнальными лампами (фиг. 52). При полностью открытом клапане загорается красный свет, а при закрытии клапана красный свет гаснет и загорается синий свет, причем одновременно подается сигнал на главный щит станции. Электросхему см. в § 79.

Для воздействия на переключатель на тяге сервомотора установлен профильный кулак 56 (фиг. 52), по которому катится ролик 54 переключателя. Кулак снаружи закрыт шкалой 57 хода клапана. Стрелка 58 шкалы неподвижно закреплена на корпусе переключателя.

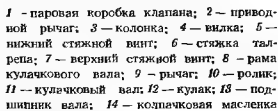
притонке поршневого уплотнения давление во внутренней полости клапана может значительно упасть. Тогда основной клапан окажется под воздействием значительной разности давлений и на него начнет действовать усилие, направленное в сторону открытия. В зависи-

мости от перепада это усилие может оказаться настолько большим, что преодолест усилие веса подвижной системы и усилие пружины и приподнимет клапан и подвижную систему кверху до упора, в результате чего турбина потеряет управление. Все описанные явления



Фиг. 55 а. Колонка (верхнего) регулирующего клапана

1 — нажимной винт; 2 — контргайка; 3 — втулка; 4 — пружина; 5 — верхняя чашка; 6 — рамка; 7 — боковая палец; 8 — ролик; 9 — палец (использованный); 10 — кулачковый вал; 11 — кулак; 12 — рамка кулачкового вала; 13 — шпindel; 14 — бука; 15 — паровая коробка; 16 — клапан (чашка); 17 — седло клапана; 18 — цилиндр турбины; 19 — соляная коробка; 20 — соля; 21 — крышка паровой коробки; 22 — отсос пара из бука; 23 — подвижное соединение шпинделя с рамкой; 24 — коловка клапана; 25 — приводной рычаг; 26 — палец; 27 — нижняя чашка; 28 — скелет; 29 — колпачок масляной ролика; 30 — колпачковая маслянка к пальцу; 31 — стойки; 32 — тарелка; 33 — стопор к рамке; 34 — отсос пара из бука; 35 — шайба; 36 — гайка.



будут исключены при наличии подвода свежего пара к нижней части шпинделя, так как тогда давление пара во внутренней полости клапана при вышеуказанных условиях не упадет, а поднимется.

Из соображений прочности и в целях придания твердости против истирания шпиндель 1 (фиг. 54), букса 2, поршневые кольца 3, гайка 4 основного клапана и заклепка 7 изготовлены из стали марки 25Х2МФА ГОСТ 4543-48, а трущиеся их поверхности нитрированы. Клапан 5 и чашки 6 и 8 разгрузочного клапанка выполняются из стали 35ХМА ГОСТ 4543-48.

Зазор между буксой и шпинделем равен 0,3—0,4 мм на диаметр. Чтобы уменьшить выход свежего пара из зазора между буксой и шпинделем в машинный зал и ограничить повышение температуры элементов приводного механизма, предусмотрено лабиринтовое уплотнение шпинделя и двойной отсос пара из верхней части буквы (см. § 25), а также отражательный зонтик 15.

Парораспределение свежего пара в турбинах серии высокого давления типов ВК-25-1, ВТ-25-4, ВПТ-25-3, ВК-50-1, ВК-100-2 и в турбине нормальных параметров типа АП-25-2 выполнено одинаковым, отличаясь лишь диаметром регулирующих клапанов в турбинах различных типов. Турбина ВК-100-2 имеет клапаны с номинальным диаметром 100 мм, турбины высокого давления остальных типов имеют регулирующие клапаны с номинальным диаметром 75 мм, а турбина АП-25-2 — диаметром 175 мм.

Каждая из турбин перечисленных типов имеет по четыре регулирующих клапана свежего пара, расположенных в четырех паровых коробках из литой стали. Каждая клапанная коробка приварена к одной из четырех сопловых коробок, расположенных внутри передней части ЦВД, к которому они также приварены. Две (верхних) клапанных коробки расположены на верхней половине цилиндра и подводят пар в верхние сопловые камеры, а две боковых клапанных коробки питают паром обе сопловые камеры нижней половины цилиндра.

Приводной механизм клапанов состоит из масляного поршневого сервомотора, расположенного в корпусе переднего подшипника, который при помощи системы рычагов и тяги с зубчатой рейкой поворачивает в том или ином направлении в пределах 135° распределительный вал с насаженными на нем четырьмя профильными кулаками. Управление подачей масла в сервомотор для перемещения

поршня производится системой регулирования турбины.

В приводном устройстве (фиг. 55 а) верхних клапанов кулаки 11 при вращении распределительного вала 10 поворачивают рычаги 25, которые опираются роликами 8 на профильные части кулаков. В среднюю часть каждого рычага упирается скалка 28, которая служит связующим звеном между рычагом и подвижной рамкой 6. Скалка имеет цементированные опорные поверхности и при подъеме рычага слегка поворачивается в цементированных опорных чашках 5 и 27. Рамка 6 заключена в колонке 24 клапана и может перемещаться поступательно в вертикальном направлении вдоль оси, но всегда отжимается вниз пружиной 4. Проворачивание рамки вокруг оси устраняется двумя стопорами 33, заходящими в продольные пазы рамки.

Связь между рамкой и скалкой осуществляется через верхнюю чашку 5 и нажимной винт 1 с квадратной головкой и контргайкой 2.

Шпиндель 13 клапана подвешивается к нижней части рамки при помощи подвижного соединения, чтобы не допустить заклинивания шпинделя от неточности сборки и температурных деформаций или перекоса. Крепление шпинделя осуществлено при помощи втулки 10 (фиг. 54), специальной шайбы 12 и двух прижимных колец 11, охватывающих нижнюю часть рамки. Втулка 10 проходит с радиальным зазором через рамку и прижимные кольца. Шайба 12 пригоняется таким образом, чтобы осевой зазор между нею и торцевой плоскостью верхнего прижимного кольца составлял 0,05 мм. Радиальные и осевые зазоры обеспечивают достаточную подвижность штока.

В приводных устройствах боковых клапанов (фиг. 55 б), между рычагом 2 и кулаком введен дополнительный рычаг первого рода 9 с роликом 10 и тяга с регулируемой стяжкой 6.

Необходимая при сборке во время первого монтажа или после ревизии подрегулировка подъема клапана производится при помощи нажимного винта 1 (фиг. 55 а). Для опускания или подъема клапана при настройке парораспределения необходимо повернуть в ту или иную сторону нажимной винт за его квадратную головку и в нужном положении закрепить его контргайкой 2. Следует учесть, что окончательная установка нажимных болтов должна производиться при горячей машине после прекращения подачи пара, чтобы учесть тепловое удлинение штоков, причем при этой установке

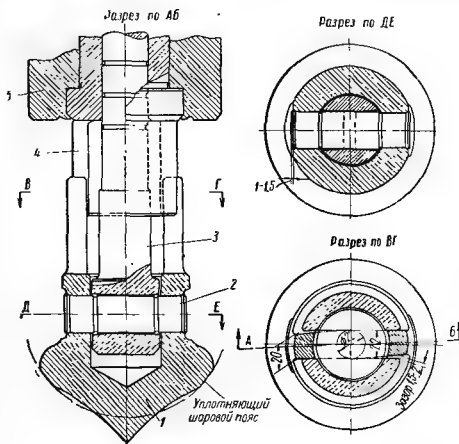
скалки не должны быть зажаты или свободно болтаться, а должны допускать лишь легкое проворачивание вручную. О зазоре между роликом и рычагом на холодной машине см. ниже.

Кулаки распределительного вала турбин высокого давления имеют такой профиль, что по мере нагрузки турбины первым открывается левый верхний клапан (если смотреть на турбину со стороны впуска пара), вторым — правый боковой, третьим — правый верхний и четвертым — левый боковой. В турбинах нормального давления АП-25-2 очередность открытия клапанов выдержана по часовой стрелке, причем первым открывается правый боковой клапан.

Парораспределение турбин с противодавлением типов ВР-25-18-4 и ВР-25-31-3 отличается от парораспределения турбин других типов наличием пятого перегрузочного клапана, пропускающего пар из камеры регулирующей ступени за третью ступень. Такая конструкция применена для сохранения высокого к. п. д. регулирующей ступени при понижении давления свежего пара. Так как перегрузочный клапан работает при меньших перепадах давления, чем основные регулирующие клапаны, то в данном случае применен односедельный обтекаемый неразгруженный клапан (фиг. 56). Расположение же клапана на турбине усияется из рассмотрения продольных разрезов турбин с противодавлением (см. фиг. 7 и 8). Клапан имеет уплотнительный пояс в месте посадки, обточенный по шару. Свободная подоска обеспечивает самоустановку и плотность при посадке клапана. На верхней части клапана имеются две выступающих пальцевых шпошки, заходящих в вырезы буксы и удерживающих клапан от вращения. При повороте клапана 1 относительно буксы 4 касание противоположных плоскостей выступающих пальцевых шпонок и плоскостей вырезов в буксе должно быть одновременно. Для предотвращения выпадения буксы 4 из крышки 5, края отверстий в крышке должны быть зачеканены. После установки заклепки 2, удерживающей клапан, концы ее должны быть тщательно расклепаны. Подвеска и привод клапана выполнены аналогично конструкции остальных регулирующих клапанов турбин всех типов. Кулак приводного рычага перегрузочного клапана расположен на общем распределительном валу турбины.

Клапан изготовлен из стали 35ХМА ГОСТ 4543-48, а шпиндель, букса и заклепка — из стали 25Х2МФА ГОСТ 4543-48.

При монтаже и при ревизиях турбин следует проверять наличие зазора порядка 0,2–0,3 мм между роликом рычага клапана и поверхностью кулака, когда сервомотор на нулевой отметке по его шкале. Наличие этого зазора обеспечит безусловную посадку кла-



Фиг. 56. Перегрузочный клапан $\varnothing 125$ турбин с противодавлением

1 — клапан; 2 — заклепка; 3 — шпиндель; 4 — букса; 5 — крышка клапанной коробки, расположенной в верхней половине цилиндра турбины

пана на седло при его закрытии. Для проверки наличия этого зазора при закрытом клапане надлежит приподнять рычаг вручную до упора скалки 28 в чашку 5, после чего произвести щупом замер зазора. Величина этого зазора может быть отрегулирована нажимным винтом 1. После отрегулировки зазора надлежит плотно затянуть контргайку 2.

Для достижения плавного регулирования предусмотрена перекрышка, т. е. заблаговременное открытие последующего клапана до полного открытия предыдущего клапана.

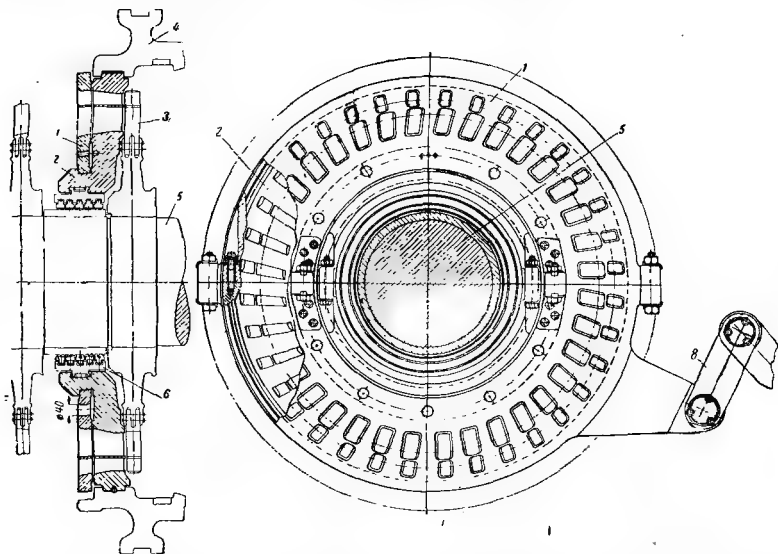
Все шарнирные соединения приводного механизма клапанов и ролики для уменьшения потерь на трение выполнены с нгльчатými подшипниками, за исключением опор клапан-

ных рычагов, выполненных с обычными бронзовыми втулками.

Для игольчатых подшипников приводного механизма, находящихся вблизи горячих частей турбины и нагреваемых от их теплового излучения свыше 60° , следует применять

нием работы системы регулирования и парораспределения.

Перед пуском турбины после монтажа или ревизии должна быть произведена проверка плотности регулирующих клапанов, которая производится одновременно с проверкой плот-



Фиг. 57. Регулирующая поворотная диафрагма

1 — поворотное кольцо; 2 — диафрагма; 3 — двухслойная рабочая лопатка; 4 — обояма; 5 — вал турбины; 6 — обояма промежуточного лабиринтного уплотнения; 7 — контрольный штифт; 8 — серва к приводному рычагу

консистентные смазки с каплепадением при $120-130^\circ$: консталин УТ-1 (ГОСТ 1957-43) или смазку 1-13 (ГОСТ 1631-42).

При применении чистого тавота или тавота с примесью графита подшипники фактически остаются без смазки, так как тавот вытечет из колпачковых масленок, как только они достаточно прогреются. Между тем остающийся в масленках и слежавшийся графит вызывает значительное трение, которое проявляется в резком повышении нечувствительности регулирования, заедание и быстрый износ игольчатых подшипников с последующим наруше-

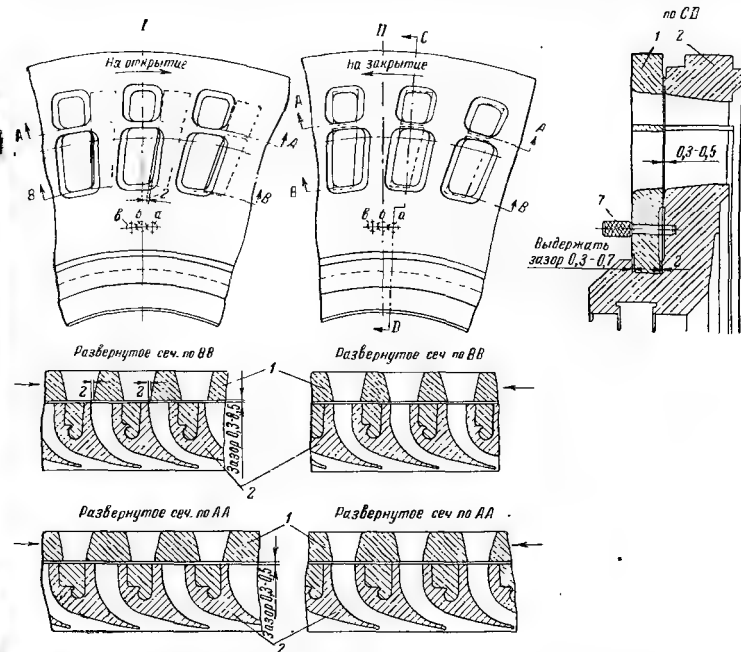
нием клапана автоматического затвора. О способе проверки плотности клапанов см. § 151.

§ 42. Регулирующие поворотные диафрагмы и их привод

В паровых турбинах с отбором типов ВТ-25-4 и ВПТ-25-3 для регулирования давления пара в камерах теплофикационного отбора применены регулирующие диафрагмы, управляющие перепуском пара в последующие ступени низкого давления. Конструкция регулирующих диафрагм по своему действию

равнозначна клапанному сопловому парораспределению, но значительно компактнее его.

чими лопатками 3. В поворотном кольце имеются соответственно двум ярусам сопел два



низкого давления турбин ВПТ-25-3 и ВТ-25-1

1 — положение поворотного кольца при полном закрытии сопел диафрагмы

II — положение поворотного кольца при полном открытии сопел диафрагмы

Сверления под контрольный штифт в диафрагме: а — полное открытие; б — среднее положение; в — полное закрытие

Последнее преимущество позволило выполнить турбины с отбором пара в виде одноцилиндровых агрегатов.

Конструкция регулирующей диафрагмы турбин показана на фиг. 57. Она состоит из неподвижной разъемной чугунной диафрагмы, имеющей специальные двухъярусные сопла, и из разъемного стального поворотного кольца 1, расположенного по ходу пара перед диафрагмой. За диафрагмой помещено регулирующее одновенечное колесо с двухъярусными рабо-

концентрических ряда окон. Окна расположены таким образом, что при смещении поворотного кольца из закрытого состояния в направлении часовой стрелки (если смотреть со стороны впуска пара) сначала открываются каналы сопел нижнего яруса, а затем каналы сопел верхнего яруса диафрагмы. Таким образом, эта диафрагма заменяет два регулирующих клапана.

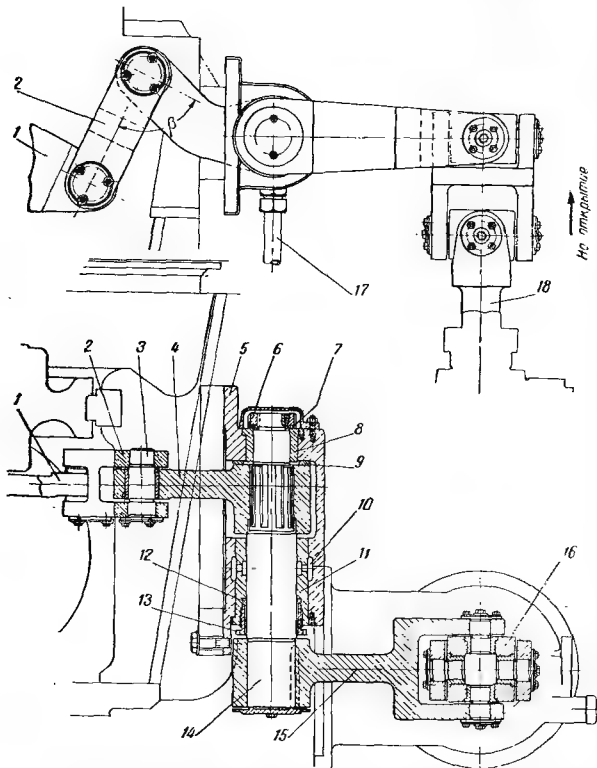
Для обеспечения плавного возрастания

расхода пара при открытии диафрагмы окна в поворотном кольце размещены так, что каналы лопаток диафрагмы верхнего яруса от-

между закрытым и открытым положением соответствует углу поворота на $4^{\circ}28'$. Кольцо 1 поворачивается масляным поршневым сервомотором при помощи рычажной передачи к серьге 8, как показано на фиг. 58. Управление работой сервомотора производится системой регулирования турбины.

Взаимное положение поворотного кольца и диафрагм при закрытых и открытых окнах и при среднем их положении в случае надобности при ревизиях фиксируется при помощи специального контрольного штифта 7 (фиг. 57), устанавливаемого через одно отверстие в поворотном кольце в одно из трех специальных сверлений (а, б и в) в верхней половине диафрагмы, сделанных при сборке диафрагмы на заводе.

При установке контрольного штифта в правое сверление а диафрагма окажется в полностью открытом состоянии; установка штифта в левое отверстие в соответствует закрытой диафрагме. При закрытом положении диафрагмы между кромками окон поворотного кольца и кромками сопел диафрагмы должны быть щели шириной 2 мм. Эти щели необходимы для обеспечения минимального пропускания пара в целях охлаждения хвостовой части турбины. Установка штифта в среднее отверстие б, фиксирующая



Фиг. 58. Рычаги привода поворотной диафрагмы и. д.

1 — рычаг поворотного кольца диафрагмы; 2 — серьга; 3 — палец; 4 — внутренний рычаг; 5 — корпус опоры рычагов; 6 — гайка; 7 — установочное кольцо; 8 — втулка; 9 — установочное кольцо; 10 — камера отсоса пара; 11 — втулка; 12 — асбестовая набивка; 13 — сальниковая втулка; 14 — рычажный вал; 15 — наружный рычаг; 16 — вилочный шарнир; 17 — трубка отсоса пара; 18 — шток сервомотора

крываются с некоторым предварением, т. е. еще до того, как полностью открылись каналы нижнего яруса диафрагмы.

Полный ход поворотного кольца диафрагмы

среднее положение поворотного кольца, производится перед сборкой рычажной передачи между поворотным кольцом и приводным сервомотором.

В двухотборной паровой турбине типа ВПТ-25-3 имеются две поворотных диафрагмы. В камере производственного отбора применена разгрузочная регулирующая диафрагма. Такая же диафрагма одинаковых размеров установлена для регулирования давления отбираемого пара в турбине АП-25-2. Характерная особенность диафрагмы этого типа, работающей в области более высоких давлений, заключается в разгрузке ее от осевого усилия, вызванного значительным перепадом давления пара.

Диафрагма, показанная на фиг. 59, состоит из неподвижной разъемной стальной диафрагмы 5, разъемного поворотного регулирующего кольца 6, отлитого из модифицированного чугуна, верхнего покрывающего стального полукольца 7 и нижнего покрывающего стального полукольца 8.

В неподвижной диафрагме 5 имеется 40 окон, расположенных равномерно по окружности в шахматном порядке двумя ярусами, по 20 окон в каждом. Каждое окно по периферии со стороны паровпуска окружено выступающим буртом 6. Окона соединены с сопловыми камерами k , расположенными в теле диафрагмы. Каждая сопловая камера сообщается с соплами, сидящими в кольцевой выточке диафрагмы.

Против каждой сопловой камеры расположено по два канала нижних сопел 9 или верхних сопел 10. Со стороны паровпуска в кольцевой выточке сидит разъемное регулирующее поворотное кольцо 6 с наклонными каналами различной ширины, показанными на детальных разрезах EE и BB и на развернутых кольцевых сечениях. Поворотное кольцо 6 прижимается давлением пара своей рабочей стороной к выступающим буртам 6 окон неподвижной диафрагмы 6, причем при «закрытой» диафрагме (фиг. 59, положение II) все окна диафрагмы 5 перекрываются поворотным кольцом 6.

Каналы в регулирующем кольце расположены таким образом, что при повороте в сторону открытия против часовой стрелки (если смотреть со стороны паровпуска) окна диафрагмы 5 открываются последовательно четырьмя группами. Для обеспечения плавного возрастания расхода пара, по мере открытия диафрагмы, окна каждой группы открываются с перекрывшей по отношению к предыдущей группе окон. Таким образом, диафрагма равнозначна сопловому парораспределению с четырьмя регулируемыми клапанами.

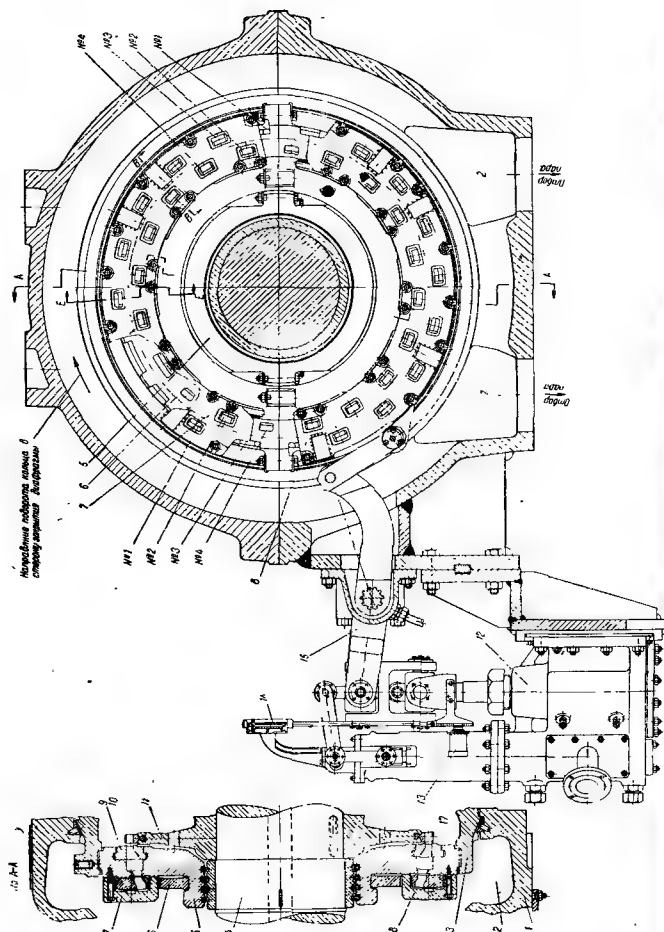
Со стороны паровпуска перед поворотным регулирующим кольцом расположены верхнее и нижнее покрывающие полукольца 7 и 8, которые служат для разгрузки регулирующего кольца от осевого парового усилия, как это объяснено ниже. Полукольца по периферии плотно притянуты болтами к кольцевой проточке неподвижной диафрагмы 5 с центрирующим (см. разрез AA) уступом. По внутреннему контуру полукольца опираются на диафрагму стойками, проходящими через специальные окна в регулирующем кольце 6 (см. разрез EE). Через стойки пропущены крепящие болты.

В покрывающих полукольцах сделаны окна для пропуска пара, которые расположены также в два яруса, но по сравнению с окнами диафрагмы эти ярусы несколько раздвинуты в соответствии с наклонным паровпускным каналам поворотного регулирующего кольца.

Между паровпускными окнами обоих ярусов покрывающих полуколец с внутренней стороны, обращенной к регулируемому поворотному полукольцу 6, сделаны кольцевые выточки, подразделенные радиальными пластинками на отдельные разгрузочные камеры n — по четыре камеры у каждого полукольца. Разгрузочные камеры по контуру имеют выступающий бурт r , причем осевой зазор между этим буртом и поверхностью регулирующего кольца (отжатого в сторону диафрагмы до упора) должен быть выдержан порядка 0,35—0,4 мм.

Каждая разгрузочная камера n соединена внутренними каналами (см. разрез BB) с одной из сопловых камер k неподвижной диафрагмы 5. Если смотреть со стороны впуска пара на верхнее покрывающее кольцо, то, считая слева направо, первая внутренняя разгрузочная камера покрывающего полукольца соединена с одной сопловой камерой первой группы сопел («первого клапана»), вторая и четвертая разгрузочные камеры полукольца соединены с двумя отдельными сопловыми камерами второй группы сопел («второго клапана»), а третья разгрузочная камера полукольца — с одной сопловой камерой третьей группы сопел («третьего клапана»). В нижнем разгрузочном полукольце соединения выполнены симметрично по диаметру.

Предположим, что диафрагма находится в закрытом положении, т. е. все окна диафрагмы 5 перекрыты регулирующим кольцом 6 (положение II), и рассмотрим, от каких величин зависит осевая нагрузка на поворотное регулирующее кольцо 6. Благодаря имеющимся каналам и широким щелям вся поверхность



регулирующего кольца, за исключением площадок со стороны выпуска, расположенных против паровпускных окон и буртов 6 диафрагмы 5, и кольцевых поясов на регулирующем кольце со стороны паровпускной, расположенных под разгрузочными камерами 1 и буртами p обоих покрывающих полуколец 7 и 8, находится под давлением пара в камере отбора 2.

Площадки регулирующего кольца, расположенные на стороне выпуска пара против окон диафрагмы, находятся под давлением пара в сопловых камерах, которое практически при закрытой диафрагме совпадает с давлением в камере 17 регулирующего колеса. Площадки регулирующего кольца, расположенные на стороне выпуска пара против разгрузочных камер n покрывающих полуколец, находятся также под давлением пара в камере регулирующего колеса.¹ Можно предположить, что давление пара, действующего на площадки регулирующего кольца, расположенные против буртов окон диафрагмы и буртов разгрузочных камер, имеет среднее значение между начальным давлением пара перед диафрагмой и давлением в соответствующих камерах.

Величина осевого усилия, действующего на регулирующее поворотное кольцо, и направление усилия зависят от соотношения указанных площадок и от величины давления пара в соответствующих камерах. Размер площадок выбран так, что расчетное осевое усилие при закрытой диафрагме имеет незначительную величину и направлено в сторону генератора. По мере открытия диафрагмы осевое усилие уменьшается и исчезает при полном открытии диафрагмы, когда давления пара в разгрузочных и сопловых камерах практически выравниваются.

При закрытой диафрагме через щелевые зазоры у буртов p в разгрузочные камеры протекает пар из камеры отбора 2, который по внутренним каналам через сопла попадает в последующую часть турбины. Эта нерегулируемая протечка будет уменьшаться по мере открытия диафрагмы и прекратится при ее полном открытии.

Протечка пара при закрытой диафрагме необходима для охлаждения последующих ступеней ротора.

¹ Фактически давление в разгрузочных камерах покрывающих полуколец больше на величину сопротивления потоку пара между разгрузочными камерами и камерой 17 регулирующего колеса.

Привод регулирующего поворотного кольца 6 осуществлен так же, как привод кольца регулирующей диафрагмы теплофикационного отбора, при помощи масляного поршневого сервомотора 12, соединенного системой рычагов 15 с сервой поворотного кольца.

Для фиксации при ревизиях взаимного положения поворотного кольца и диафрагмы при полностью закрытых и полностью открытых окнах предусмотрен контрольный штифт 16, устанавливаемый через отверстие в поворотном кольце в одно из двух специальных отверстий в верхней половине диафрагмы. Отверстия в теле диафрагмы сверлятся при первоначальной сборке диафрагмы на заводе. В закрытом положении диафрагмы кромки первой группы окон поворотного кольца должны вплотную подходить к кромкам каналов диафрагмы, соответствующих «первому клапану». Полный угол поворота кольца между закрытым и открытым положением диафрагмы составляет около 12°.

Для наблюдения степени открытия диафрагмы служит указатель 14 хода сервомотора 12, а также дистанционный электрический указатель открытия, установленный на шпите турбины. Указатель выполнен по схеме двух самосиносов, один из которых 13 имеет привод от зубчатой рейки, укрепленной на шпоке сервомотора 12. Электрическая схема дистанционного указателя показана на фиг. 101 (стр. 194).

По сравнению с клапанам парораспределением поворотные диафрагмы имеют незначительные размеры в направлении оси машины, что, как уже отмечалось, позволяло осуществить конструкции двухотборной турбины типа ВПТ-25-3 и турбин с одним отбором пара типов ВТ-25-4 и АП-25-2 в одном цилиндре.

Надежная работа разгрузочного устройства диафрагмы зависит от сохранения в пределах 0,35—0,40 мм осевого зазора («разбега»), с которым поворотное регулирующее кольцо сидит между выступающими наружу буртами окон неподвижной диафрагмы и буртами разгрузочных камер. Кроме того, необходима полная герметичность стыка по периферии между покрывающими полукольцами и неподвижной диафрагмой, через который проходят внутренние каналы из разгрузочных камер n в сопловые камеры k , так как протечка в стыке приведет к нарушению отсоса пара из камер l . На это обстоятельство следует обратить внимание при сборке диафрагмы после ревизии.

В случае повышения давления в камере n возникает осевое давление на регулирующее

кольцо, которое может вызвать не только заедание кольца, но и повреждение прилегающих поверхностей буртов б диафрагмы и регулирующего кольца. При осмотре диафрагмы во время ревизии следует удостовериться в хорошем прилегании регулирующего кольца к

буртам окон диафрагмы и равномерности зазора по окружности между кольцом и буртами разгрузочных камер. Внутренние разгрузочные каналы в диафрагме и покрывающих полукольцах должны быть при ревизии промыты конденсатом и продуты паром.

Глава двенадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ

§ 43. Общие замечания

Системой регулирования называется совокупность связанных между собой устройств, поддерживающих при работе турбины с заданной неравномерностью постоянно ее оборотов и, кроме того, постоянно давления пара в камерах регулируемых отборов турбин с отбором пара.

Импульсными органами систем регулирования являются регуляторы скорости и давления, которые реагируют на изменение числа оборотов и давления в отборах и посредством системы золотников и гидравлических (масляных) связей передают необходимые импульсы для перемещения исполнительных органов — сервомоторов клапанов в. д. и сервомоторов поворотных колец диафрагм за камерами регулируемых отборов турбин.

Отличительной особенностью систем регулирования турбин в. д. и АП-25-2 является то, что передаточные связи между золотниками регуляторов и сервомоторами безрычажные — гидравлические.

Элементы регулирования в значительной степени унифицированы.

Изучение систем регулирования должно производиться следующим образом. Сначала рассматривается принципиальная схема регулирования турбины, разъясняющая основные идеи, заложенные в конструкцию элементов регулирования, и их связи между собой. Затем следует познакомиться с описанием конструкции и способом работы устройств, образующих систему регулирования, после чего переходить к изучению подробных схем с упрощенным изображением на них всех элементов регулирования, маслоснабжения и парораспределения и их гидравлических и механических связей.

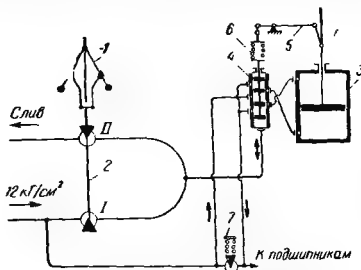
При изучении систем регулирования турбин с отборами необходимо предварительно ознакомиться с описанием элементов регулирования, которые унифицированы для всей серии турбин.

К этим элементам относятся:

- 1) регулятор скорости;
- 2) приспособление для изменения числа оборотов;
- 3) ограничитель мощности;
- 4) редукционный клапан;
- 5) масляный сливной клапан;
- 6) сервомоторы клапанов парораспределения в. д. (имеющие незначительные различия);
- 7) регулятор безопасности и система защиты от повышения числа оборотов;
- 8) реле осевого сдвига ротора;
- 9) реле пуска масляного электронасоса.

§ 44. Принципиальная схема регулирования конденсационных турбин

Принципиальная схема регулирования конденсационных турбин ВК-100-2, ВК-50-1 и ВК-25-1 показана на фиг. 60.



Фиг. 60. Принципиальная схема регулирования конденсационных турбин

1 — регулятор скорости; 2 — золотник регулятора скорости; 3 — сервомотор клапана регулирования; 4 — золотник сервомотора; 5 — рычаг обратной связи; 6 — пружина скатки; 7 — редукционный клапан

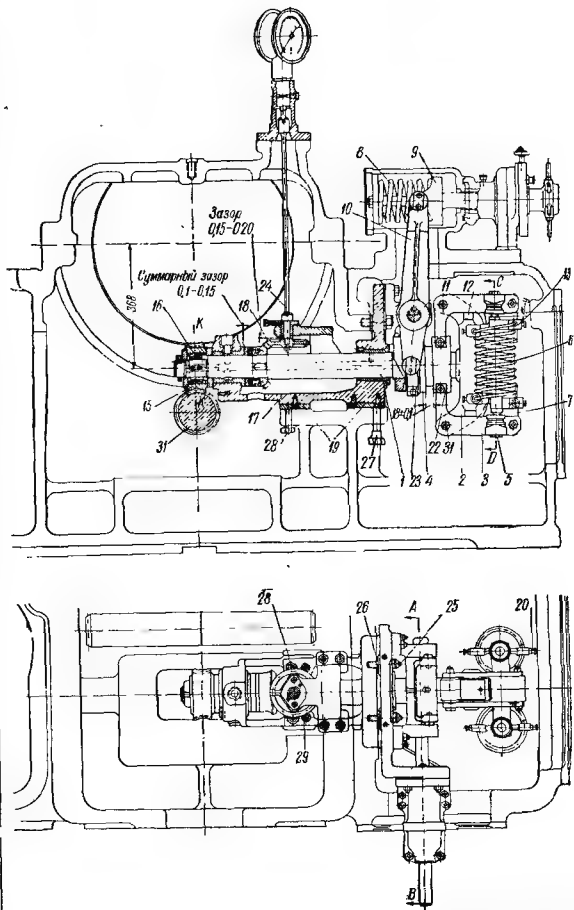
Напорное масло поступает от насоса под давлением 12 кг/см^2 в проточную систему, состоящую из двух последовательно поставленных дросселей I и II, проходное сечение

которых изменяется при перемещении муфты регулятора скорости.

Дроссели I и II перемещаются одновременно и таким образом, что когда дроссель I увеличивает выпуск масла в проточную систему, то дроссель II уменьшает слив из нее. Благодаря этому давление масла между дросселями I и II имеет переменное значение и зависит от положения муфты регулятора скорости. Это переменное давление масла (называемое импульсным давлением) воздействует снизу на золотник 4 сервомотора, нагруженный сверху пружиной 6. К золотнику для перемещения поршня сервомотора регулирующих клапанов подводится напорное масло непосредственно от насоса.

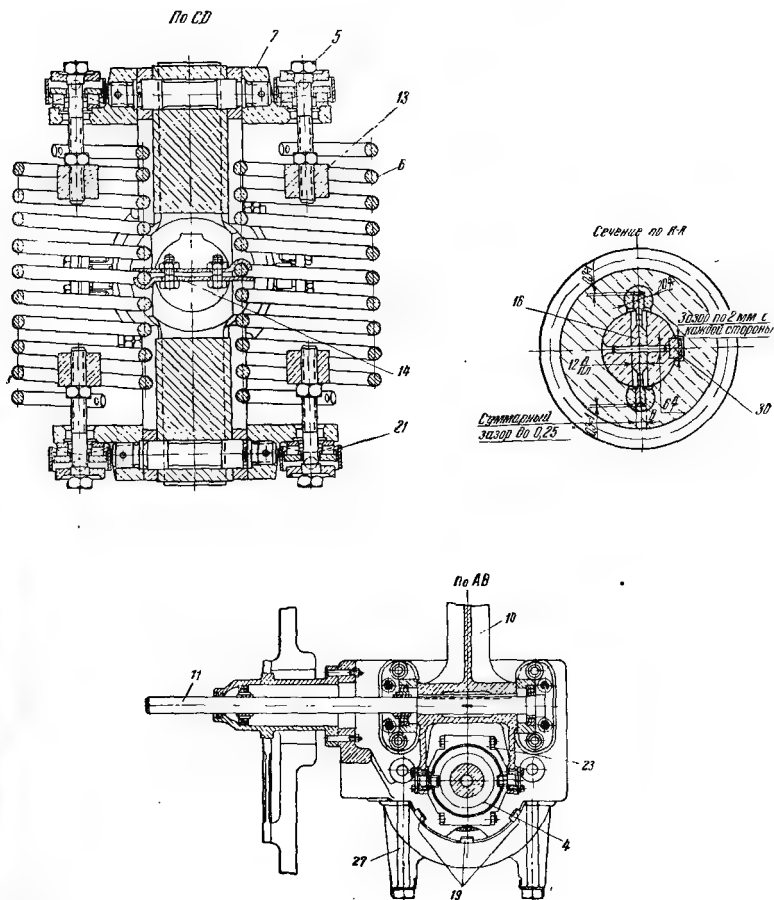
При установившемся числе оборотов сила давления импульсного масла, действующая на золотник сервомотора, уравновешена силой натяжения пружины, и запяски золотника закрывают доступ напорного масла к сервомотору. При перемещении муфты регулятора скорости давление импульсного масла в проточной системе изменяется, что нарушает равновесие сил, действующих на золотник 4.

При увеличении давления золотник перемещается вверх и напорное масло поступает в полость под поршнем сервомотора. Перемещаясь вверх, поршень через рычаги 5 обратной связи сжимает пружину золотника сервомотора до тех пор, пока сила дополнительно сжатой пружины не заставит золотник возвратиться в среднее положение, прекратив этим поступление масла к сервомотору и его движение.



Фиг. 61. Регулятор

1 — вал регулятора; 2 — кронштейн; 3 — угловые рычаги; 4 — муфта; 5 — натяжная пружина; 6 — пружины растяжения; 7 — грузы; 8 — дополнительная пружина сжатия приспособленная для изменения числа оборотов; 9 — тарелка пружины; 10 — качающийся рычаг; 11 — валик рычага; 12 — левые упоры угловых рычагов (приложены к кронштейну); 13 — крестовины пружины; 14 — стяжки; 15 — червячное колесо; 16 — плоские пружины; 17 — корпус регулятора скорости; 18 — коническая передача



скорости

в тахометру: 19 — центровочные подушки; 20 — створчатые винты крестовины 13; 21 — роликовые створы; 22 — сухари рычагов 5; 23 — кольцевые муфты 4; 24 — валу тахометра; 25 — шпилька, крепящая корпус 17; 26 — прижимные шайбы между корпусом 17 и корпусом переднего подшипника; 27 — вертикальные болты, крепящие корпус 17; 28 — то же, что 27; 29 — контрольные штифты; 30 — предохранительная шайка между колесом 15 и валом 1; 31 — червяк на валу редуктора

При уменьшении давления масла под золотником пружина перемещает его вниз, открывая доступ масла в полость над поршнем сервомотора. Перемещаясь вниз, поршень сервомотора через рычаги обратной связи ослабляет сжатие пружины, и золотник несмотря на понизившееся давление импульсного масла возвращается в свое среднее положение, прекращая этим дальнейшее перемещение поршня сервомотора.

Как будет видно из дальнейшего, перемещение дросселей I и II происходит не непосредственно от муфты регулятора скорости, как это показано на принципиальной схеме, а путем воздействия на вспомогательный орган — золотник с диаметром 60 мм блока золотника регулятора скорости (см. § 47). Однако принцип действия системы, показанной на схеме, сохраняется полностью, несмотря на более сложное ее реальное выполнение.

Принципиально важным для системы регулирования и маслоснабжения является то, что слив из сервомотора производится в систему смазки подшипников. Это приводит к тому, что значительное потребление масла сервомотором при его быстрых перемещениях не отражается на подаче смазки к подшипникам, так как слив из сервомотора полностью компенсирует его потребление.

Для того чтобы сохранить неизменным давление папорного масла при резких изменениях его расхода на сервомотор, в схеме предусмотрен редукционный масляный клапан 7, который при быстрых перемещениях сервомотора сокращает расход масла через клапан на подшипники. При этом слив из сервомотора компенсирует разницу в пропуске масла для смазки через редукционный клапан.

§ 45. Регулятор скорости

Регулятор скорости (фиг. 61) является импульсным органом, реагирующим на изменение числа оборотов турбины.

Принцип работы регулятора скорости заключается в том, что перемена положения груза 7 относительно оси вращения, вызванная изменением числа оборотов турбины или изменением от руки сжатия пружины синхронизатора (см. § 46), сопровождается перемещением муфты 4. С муфтой посредством рычажной системы и валика II связано специальное устройство — блок золотника регулятора скорости (см. § 47). Перемещение муфты вызывает в этом устройстве изменение давления

масла, управляющего золотником сервомотора клапанов парораспределения.

Для всех турбин высокого давления и для турбины АП-25-2 применяется один тип центробежного регулятора скорости, изображенный на фиг. 61.

Регулятор скорости расположен в корпусе переднего блока. Он имеет горизонтальный вал 1, приводимый во вращение от вала турбины через зубчатый редуктор и червячную передачу. При 3000 об/мин ротора турбины вал регулятора скорости делает 387,1 об/мин.

Вал регулятора скорости опирается на два подшипника скольжения, лежащих в отдельном корпусе 17, совместно с которым регулятор скорости может быть вынут из переднего блока турбины. На валу регулятора скорости, кроме червячного колеса, надето коническая шестерня 18, передающая вращение к валу тахометра. Корпус вала устанавливается в корпусе переднего блока на центровочных подушках 19.¹ Под подушки закладываются стальные прокладки, обеспечивающие необходимую центровку червячной шестерни червяка, вырезанного на валу редуктора турбины.

На валу 1 жестко закреплен кронштейн 2, на свободных концах которого подвешены по парно угловые рычаги 3, стянутые двумя цилиндрическими пружинами 6. Между внешними концами угловых рычагов закреплены грузы 7. Пружины с концов захвачены крестовинами 13 и закреплены в них установочными винтами 20. В крестовины ввернуты натяжные болты 5 с контргайками. Эти болты передают натяжение пружин на угловые рычаги через роликовые опоры 21.

Болты и крестовины предназначены для изменения натяга и числа работающих витков каждой из пружин при наладке регулятора.

Для предотвращения искривления пружин (выпучивания их наружу) под действием центробежной силы они схвачены между собой стяжкой 14. Отклонение осей пружин от прямой не должно превышать 1—1,5 мм.

Между внутренними (обращенными к валу) концами угловых рычагов установлены два сухара 22, скользящие в пазах кольца муфты 4. Муфта может перемещаться вдоль оси вала регулятора на 18 ± 1 мм при повороте угловых рычагов вокруг осей, сидящих в кронштейнах 2.

¹ В 1953 г. конструкция корпуса регулятора изменена: опорная поверхность корпуса регулятора сделана плоской.

Ход муфты ограничен двумя упорами: при движении муфты в левую сторону упорами служат приливы 12 на кронштейне, к которым угловые рычаги прижимаются силой пружин; с правой стороны упором служит торец кронштейна. На левый упор угловые рычаги садятся при понижении числа оборотов, к правому же упору муфта подходит при увеличении числа оборотов.

На муфту регулятора скорости посажено кольцо 23, состоящее из двух половин, которое связано с нижним концом качающегося рычага 10. Верхний конец качающегося рычага соединен с тарелкой 9 пружины 8 приспособления для изменения числа оборотов — синхронизатора (см. § 46).

На одном валике с качающимся рычагом крепится рычаг блока золотника регулятора скорости (см. § 47).

Благодаря связи с помощью качающегося рычага муфты регулятора с пружиной 8 синхронизатора, центробежная сила грузов при вращении регулятора уравнивается двумя главными пружинами растяжения регулятора скорости и пружинной сжатия синхронизатора.

При перемещении грузов и угловых рычагов регулятора скорости, обусловленном изменением числа оборотов турбины или воздействием на синхронизатор, перемещение муфты вдоль оси вала регулятора скорости вызывает поворот валика 11 качающегося рычага 10, а также поворот рычага блока золотника регулятора скорости (см. § 47). Каждому режиму турбины соответствует определенное положение муфты регулятора скорости.

Верхний конец качающегося рычага соединен со стрелкой указателя хода муфты регулятора скорости, который укреплен на приспособлении для изменения числа оборотов. При неработающей турбине стрелка указателя хода муфты должна показывать точно «0» по шкале. При полностью выведенном синхронизаторе, выведенном ограничителе мощности (см. § 48), нормальных параметрах пара и вакууме и при давлении масла в системе регулирования $12 \pm 0,1$ кг/см² холостому ходу турбины должно соответствовать положение муфты регулятора скорости $8,5 \pm 0,75$ мм (по указателю хода муфты) и число оборотов турбины 2880—2910 в минуту.

Вследствие первоначального натяжения пружин регулятор скорости вступает в работу (начинает смещаться с левого упора) при 2600—2700 об/мин. Число оборотов холостого хода и неравномерность регулятора скорости

(т. е. изменение оборотов в процентах от нормального при изменении нагрузки от холостого хода до номинальной при нормальных параметрах пара и давлении масла) зависят от первоначального натяжения пружин и от числа рабочих витков.

Рабочим числом витков называется число витков пружины между точками закрепления на ней крестовин 13. Число рабочих витков пружин регулятора скорости должно быть равно девяти.

Правомомерность (в процентах) регулятора скорости для разных типов турбин см. табл. 3.

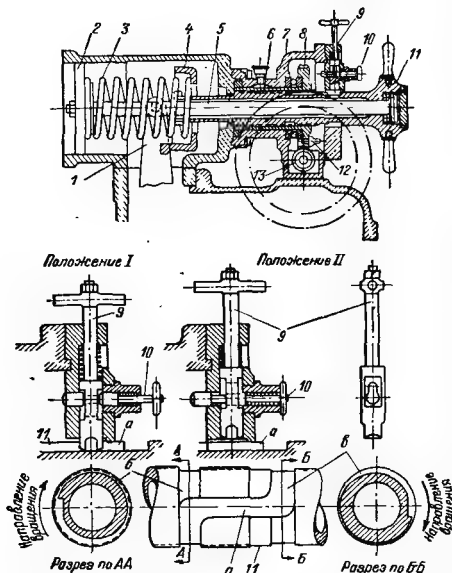
В случае отклонения положения муфты, при холостом ходе от указанного выше, необходимая корректировка производится следующим образом: если положение муфты менее требуемого на h [мм], то поворачивают рычаг регулятора скорости 7 (см. фиг. 64) относительно валика качающегося рычага (предварительно удалив штифт, фиксирующий рычаг на валике) вниз по часовой стрелке так, чтобы ось среднего шарнира золотников опустилась на $\frac{2}{3} h$ [мм]. После этого разворачивают отверткой под штифт и ставят новый штифт большего диаметра.

Если положение муфты правильное, но число оборотов при холостом ходе (при полностью выведенном синхронизаторе) не получилось равным 2880—2910 об/мин, то необходимо изменить натяжение главных пружин регулятора скорости, для чего служат болты 5. Для увеличения числа оборотов следует увеличить натяг главных пружин, а для уменьшения — уменьшить. Натяг должен изменяться в одинаковой мере для каждой из двух пружин. При этом не следует уменьшать зазор y между гайкой крестовины и угловым рычагом менее чем на 3 мм. Уменьшение каждого из зазоров на 1 мм соответствует увеличению скорости вращения примерно на 25 об/мин. После окончания регулировки натяжения пружин болты должны быть законтролены затяжкой контргаек.

В случае несоответствия неравномерности регулирования скорости указанным выше значениям необходимое уточнение ее может быть достигнуто изменением числа рабочих витков главных пружин регулятора скорости путем перемещения крестовин 13 по виткам пружин. Для увеличения неравномерности надо уменьшить, а для уменьшения — увеличить число рабочих витков пружин 6 регулятора скорости путем перемещения крестовин 13 на пружинах. После изменения положения крестовин их необходимо закрепить установочными винтами.

§ 46. Синхронизатор (приспособление для изменения числа оборотов)

Это приспособление (фиг. 62) расположено на корпусе переднего блока и служит для изменения числа оборотов турбины на холостом



Фиг. 62. Синхронизатор (приспособление для изменения числа оборотов)

1 — качающийся рычаг; 2 — подвижная тарелка; 3 — добавочная пружина; 4 — тарелка, связанная с рычагом 1; 5 — внутренний вал; 6 — втулка с внутренней резьбой и с червячным колесом; 7 — корпус; 8 — червячное колесо; 9 — штифт; 10 — шпалец; 11 — полый вал с наружной резьбой, шлицевой канавкой, спиральными выточками и маховиком; 12 — кусочек на червячном колесе; 13 — червяк с приводом от электродвигателя.
а — шлицевая канавка вала 11; б и в — спиральные выточки.

Положение I — штифт 9 опущен и удерживает вал 11 от вращения, в случае привода от электродвигателя.
Положение II — штифт 9 приподнят в случае привода от руки

ходу, для синхронизации турбогенератора при включении его на параллельную работу с сетью (в пределах от -3 до $+7\%$ от нормального числа оборотов), для регулирования частоты при самостоятельной работе турбогенератора на отдельную электрическую сеть и для изменения нагрузки турбины при параллельной

работе с сетью, а также для поддержания общей частоты сети.

Приспособление состоит из пружины сжатия (в дополнение к пружинам регулятора скорости) и механизма, управляемого от руки или от электродвигателя, для изменения натяга этой пружины. Пружина 3 установлена между двумя тарелками 2 и 4, из которых тарелка 4 связана с верхним концом качающегося рычага 1 регулятора скорости, а тарелка 2 передвигается в случае надобности механизмом приспособления. Усилие сжатой между тарелками пружины 3 передается качающимся рычагом 1 через муфту и угловые рычаги на грузы регулятора скорости.

Вращению маховика приспособления по часовой стрелке соответствует уменьшение сжатия добавочной пружины, т. е. уменьшение числа оборотов турбины при работе турбогенератора на самостоятельную сеть или вхолостую и снижение нагрузки на турбоагрегат при работе на общую сеть с другими агрегатами. Наоборот, вращению маховика против часовой стрелки соответствует увеличение сжатия добавочной пружины, т. е. возрастание числа оборотов при самостоятельной работе или вхолостую и нагружение турбины при параллельной работе с сетью.

В случае ослабления сжатия дополнительной пружины при самостоятельной работе на сеть или при работе вхолостую суммарная сила пружин, приложенная к грузам регулятора, уменьшится, ввиду чего они начнут раздвигаться, перемещая муфту вправо (к кронштейну), а рычаг 7 (см. фиг. 64), сидящий на валике качающегося рычага и передающий движение муфты золотникам регулятора скорости (см. § 47), начнет приподнимать золотник $\varnothing 60$, в результате чего паровые регулирующие клапаны начнут опускаться, прикрывая доступ пара в турбину и уменьшая число оборотов.

Если нагрузка на турбину за время вращения маховика не изменилась, то грузы и муфта регулятора займут при ослабленном сжатии добавочной пружины фактически прежнее положение, причем равновесное состояние машины и равновесное положение грузов регулятора скорости будут иметь место при пониженном числе оборотов (фактически парораспределительные органы слегка

прикроют доступ пара в турбину в соответствии с уменьшением потерь при понижении числа оборотов). Наоборот, увеличение сжатия (вращения маховика против часовой стрелки) приводит к возрастанию числа оборотов.

В случае ослабления сжатия дополнительной пружины при работе турбогенератора параллельно с другими турбогенераторами и сохранения неизменной общей мощности сети, грузы регулятора будут раздвигаться, перемещая муфту вправо, в результате чего пораспределительные органы прикроют доступ пара в турбину, и турбогенератор разгрузится.

Если общая мощность, потребляемая электрической сетью за это время, останется постоянной, то частота сети снизится, в результате чего сработают регуляторы скорости остальных работающих на сеть турбин, набирая на них нагрузку.

Нагрузка с рассматриваемой турбины перейдет на остальные турбины, причем в итоге частота сети несколько понизится. Наоборот, увеличение сжатия (вращения маховика против часовой стрелки) приводит к переходу части нагрузки с других турбин на рассматриваемую машину и к возрастанию частоты сети.

Рассмотрим конструкцию механизма (фиг. 62). Изменение натяга, как пояснено выше, производится перемещением тарелки 2. Эта тарелка находится на конце валика 5, расположенного внутри полого вала 11 и связанного с ним с правого конца через упорный шариковый подшипник. Вал 11 выточен заодно с маховиком с правой стороны. Маховик служит для вращения вала вручную. Снаружи вал имеет резьбу и при вращении перемещается в горизонтальном направлении по внутренней резьбе втулки 6, перемещая одновременно в том же направлении подвижную тарелку 2. Втулка 6 удерживается от вращения вместе с валом 11 червячным колесом 8, состоящим из одного целого со втулкой и сцепляющимся с червяком 13.

Для дистанционного управления числом оборотов или нагрузкой турбины с главного электрического щита электростанции приспособление имеет также привод и от электродвигателя, сидящего на валу червяка 13. С турбиной поставляется электродвигатель постоянного тока с реверсом, причем направление вращения зависит от положения переключателя на главном щите.

При включении электродвигателя червячное колесо 8 начинает вращаться вместе с валом 11. При этом сидящий на колесе кулачок 12

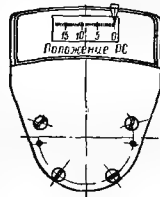
сдвинет палец 10 вправо. Тогда утоненная часть пальца подойдет под вырез в штифте 9; штифт под действием сидящей на нем пружинки опустится, заскочит своим нижним концом в продольную шпоночную канавку вала 11 и удержит его от дальнейшего вращения вместе с червячным колесом. Втулка 6 будет продолжать вращение вместе с червячным колесом 8 и заставит вал 11 перемещаться поступательно вдоль оси в том или ином направлении, в зависимости от направления вращения электродвигателя. Вместе с валом 11 будет передвигаться тарелка 2, поджимая или ослабляя дополнительную пружину 3. Для того чтобы механизм не заклинился в крайних положениях, с обоих концов шпоночной канавки на валу 11 имеются спиральные выточки, по которым штифт 9 выходит из шпоночной канавки, приостанавливая при этом перемещение вала 11 вдоль оси.

Для переключения механизма с электрического привода на ручной привод (от маховика) необходимо приподнять рукой штифт 9. Тогда палец 10 заскочит под действием насаженной на нем пружинки в уширенную часть выреза штифта 9 и будет удерживать его от опускания в шпоночную канавку вала 11. Осевой ход вала 11 приспособлению составляет 73 мм.

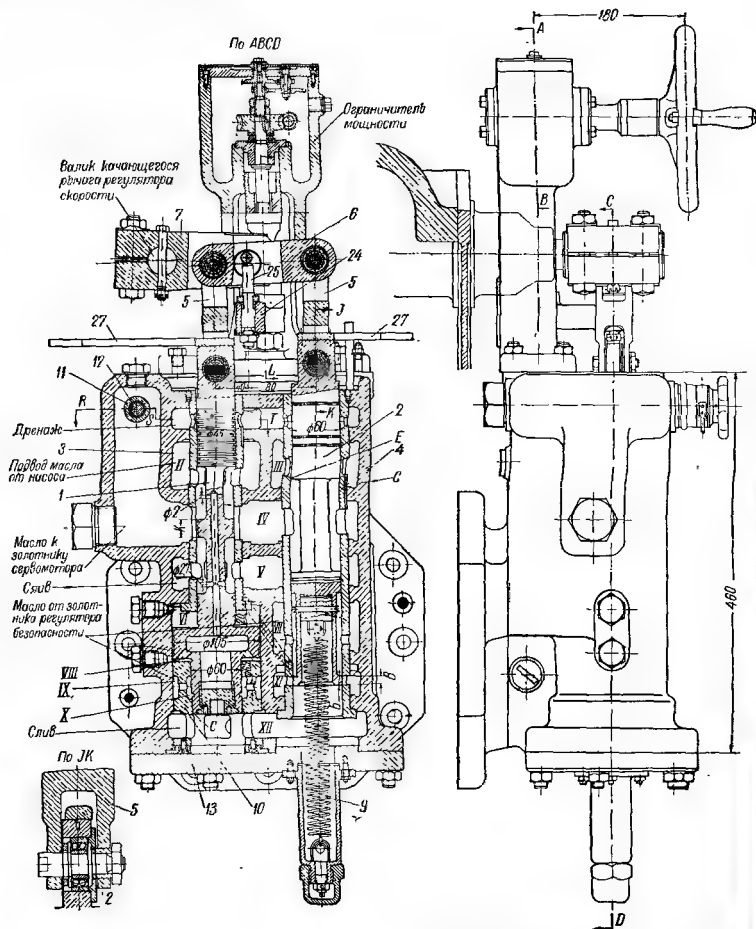
Для определения хода муфты регулятора скорости на корпусе приспособления для изменения числа оборотов укреплен шкала 14, а к качающемуся рычагу прикреплена стрелка 15. Шкала фиг. 63 отградуирована таким образом, что ее деления соответствуют ходу муфты регулятора скорости, измеренному в миллиметрах. Необходимо следить за тем, чтобы стрелка указателя хода муфты при стоящей турбине указывала точно на нулевое деление шкалы.

Перед пуском турбины необходимо ослабить натяг дополнительной пружины, вращая для этого маховик 11 по часовой стрелке до предельного положения.

Для усиления плавности изменения числа оборотов и нагрузки между электродвигателем и снижкоризатором поставлен редуктор числа оборотов с внутренним зацеплением.

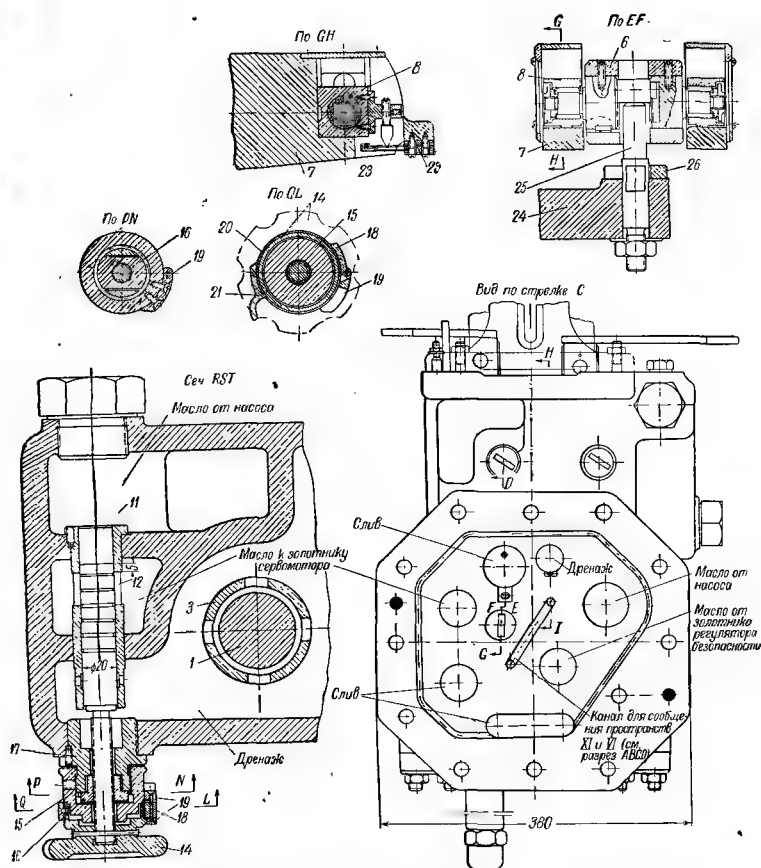


Фиг. 63. Шкала указателя положения муфты регулятора скорости



Фиг. 64. Блок злотников регулятора скорости

1 — золотник $\varnothing$ 45; 2 — золотник $\varnothing$ 60; 3 — буква золотника $\varnothing$ 45; 4 — буква золотника $\varnothing$ 60; 5 — серьга, связывающая золотники $\varnothing$ 45 и $\varnothing$ 60 с рычагом 6; 6 — рычаг, ось которого с помощью «камней» 8 опирается на рычаг 7; 7 — рычаг, закрепленный на валике качающегося рычага регулятора скорости; 8 — «камень» — игольчатые шарпиры оси рычага 6, могущие перемещаться в пазах рычага 7; 9 — пружина золотника $\varnothing$ 60; 10 — буква нижней части золотника $\varnothing$ 45; 11 — золотник для испытания регуляторов безопасности повышенным число оборотов; 12 — буква золотника 11; 13 — подкладное кольцо под рубашку 10, толщину которой определяют число оборотов, при котором сравняется дополнительная защита от повышения оборотов; 14 —



конденсационных турбин ВК-100-2, ВК-50-1 и ВК-25-1

маховиком золотника для испытания регуляторов безопасности; 15 — специальная гайка; 16 — гайка винтового штока золотника для испытания регуляторов безопасности; 17 — крышка; 18 — планка пружинного замка золотника для испытания регуляторов безопасности; 19 — вилка пружинного замка; 20 — пружинный замок; 21 — собачка замка; 22 — электроконтакт; 23 — нажимной штифт электроконтакта, закрепленный на «камнях» оси рычага С; 24 — крошитель ограничителя мощности; 25 — палец ограничителя мощности; 26 — регулировочное подкладное кольцо; 27 — рукоятки золотников

§ 47. Блок золотника регулятора скорости конденсационных турбин

Блок золотника регулятора скорости (фиг. 64) представляет собой устройство, в котором перемещения муфты регулятора скорости вызывают изменения давления масла, управляющего открытием сервомотора клапанов парораспределения. Кроме того, конструкция блока золотника обеспечивает закрытие клапанов парораспределения при срабатывании защиты турбины (регуляторов безопасности), а также при перемещении муфты регулятора скорости до положения, соответствующего максимально допустимым оборотам турбины («дополнительная защита»).

Блок золотника регулятора скорости, который в дальнейшем для краткости именуется ЗРС, унифицирован для турбин типа ВК-100-2, ВК-50-1 и ВК-25-1.

ЗРС устанавливается на переднем блоке и крепится к передней стенке его с правой стороны. На корпусе ЗРС сверху расположен ограничитель мощности (см. § 48).

В корпусе ЗРС расположены два золотника 1 и 2 диаметрами 45 и 60 мм и их буксы 3 и 4. Золотник $\varnothing 45$ имеет в нижней части запечник с $\varnothing 105$ мм, именуемый в дальнейшем «поршнем», и под ним утолщенную часть с $\varnothing 60$ мм.

Связь золотников с муфтой регулятора скорости осуществляется через серы 5, рычаги 6 и 7 и валик качающегося рычага.

Серы 5 соединены с золотниками и с рычагом 6 шарнирами в виде сферических шариковых подшипников, а рычаг 6 связан с рычагом 7 с помощью «каменей» игольчатого шарнира 8, сидящих в пазах рычага 7. «Камни» представляют собой прямоугольные колодки с игольчатыми подшипниками, в которых сидят пальцы осей рычага 6.

Благодаря наличию пружины растяжения 9 под золотником $\varnothing 60$ обеспечивается отсутствие мертвого хода в шарнирах, прижатие камней ко дну паза рычага 7 и перемещение их вместе с этим рычагом. С другой стороны, возможность перемещения «каменей» в пазах рычага 7 позволяет в случае необходимости (при пользовании ограничителем мощности) перемещать рычаг 6 вверх вместе с золотником $\varnothing 45$ (см. § 48) независимо от положения конца рычага 7.

Примененная конструкция рычажных связей золотников $\varnothing 45$ и 60 допускает следующие перемещения системы:

1) при перемещении конца рычага 7 вверх или вниз в том же направлении могут перемещаться оба золотника или один из них, если другой остается неподвижным;

2) при перемещении вверх или вниз любого из золотников и неподвижном конце рычага 7 другой золотник перемещается в противоположном направлении.

Таким образом, регулятор скорости может воздействовать на оба золотника и независимо от этого золотники могут воздействовать друг на друга.

Перемещение золотника $\varnothing 45$ достигается не непосредственным воздействием на него рычага 7, а изменением давления масла над поршнем $\varnothing 105$ в результате перемещения золотника $\varnothing 60$. Перемещение же золотника $\varnothing 60$ происходит при повороте рычага 7, связанного с муфтой регулятора скорости.

Золотник $\varnothing 60$ при медленных перемещениях муфты практически не меняет своего положения, сохраняя его с точностью до $\pm 0,05$ мм.

Напорное масло от насоса подводится в полость II блока ЗРС и через впускные окна в буксе 3 поступает к золотнику $\varnothing 45$, а затем через регулирующие окна в той же буксе в полость IV, откуда сливается через буксу в полость V, соединенную со сливом.

В зависимости от положения золотника $\varnothing 45$ его запечник К в большей или меньшей степени открывает выпуск масла в камеру IV через регулирующие окна в буксе и соответственно в большей или меньшей степени закрывает слив масла из камеры IV в камеру V.

На принципиальной схеме регулирования (фиг. 60) схема действия запечника К и регулирующего окна в буксе иллюстрируется действием двух связанных между собой и противоположно направленных дросселей.

Давление в камере IV будет переменным, зависящим от положения золотника $\varnothing 45$, а следовательно, и от положения муфты регулятора скорости. Это давление масла в дальнейшем именуется «импульсным» и используется для управления золотником сервомотора (см. фиг. 60 и § 49).

При установившемся режиме работы турбины золотник $\varnothing 45$ находится в равновесии под влиянием сил давления масла, действующих по обе стороны поршня $\varnothing 105$, вытесненного, как наибольший запечник золотника $\varnothing 45$.

На кольцевую поверхность под поршнем $\varnothing 105$ действует постоянное давление масла

в камере VIII, которое равно $3,1 \pm 0,3$ ат. Достигается это тем, что масло в камеру VIII подводится из центрального сверления в стержне золотника $\varnothing 45$, которое с помощью радиальных отверстий с $\varnothing 2A_3$ соединяется с камерой напорного масла II и с помощью другой группы отверстий с $\varnothing 2,7A_3$ соединяется со сливной камерой V. Протекая через эту систему, масло дросселируется и между первой и второй группами отверстий устанавливается постоянное значение давления масла. указанное выше ($3,1 \pm 0,3$ кг/см²).

На кольцевую поверхность над поршнем действует давление масла в камере VI. Масло в эту камеру подается из напорной камеры VII золотника $\varnothing 60$, куда оно поступает, предварительно пройдя через окна А в золотнике регулятора безопасности (см. описание защиты турбины в § 53).

Поступление масла из камеры VII в камеру VI происходит через камеру XI золотника $\varnothing 60$, которая соединена с камерой VI с помощью сверления во фланце. В камере VII давление масла равно 12 кг/см². В камерах же XI и VI давление масла определяется положением запялка B золотника $\varnothing 60$ относительно окон В в буксе этого золотника.

Действие системы таково, что давление в камерах VI и XI автоматически поддерживается равным давлению под поршнем $\varnothing 105$, т. е. близким к 3,1 кг/см². Достигается это следующим образом.

Если давление над поршнем упадет, то золотник $\varnothing 45$ поднимется и через рычаг б опустит золотник $\varnothing 60$. Это приведет к поступлению масла из камеры VII в камеры XI и VI, так как запялок B приоткроет сверху окно в буксе золотника $\varnothing 60$. Давление в камере VI в связи с этим возрастет и будет увеличиваться до тех пор, пока золотник $\varnothing 45$ не опустится, приподняв тем самым (благодаря связи через рычаг б) золотник $\varnothing 60$ в прежнем положении.

Если давление в камере VI возрастет, то это вызовет смещение золотника $\varnothing 45$ вниз и подъем золотника $\varnothing 60$, благодаря чему запялок B, приоткрыв окно В буквы $\varnothing 60$ снизу, соединит камеру XI со сливной камерой XII, в результате чего давление в камере VI упадет.

Нижняя часть золотника $\varnothing 45$ (под поршнем $\varnothing 105$) имеет диаметр 60 мм. Поэтому даже при одинаковом значении давления масла по обе стороны поршня $\varnothing 105$ сила, действующая на него сверху, больше, чем сила,

действующая снизу (из-за разницы в величине поверхностей поршня, на которые действует давление масла).

Разница в силах, действующих на поршень $\varnothing 105$, через рычаг б передается на золотник $\varnothing 60$ и уравнивает силу пружины 9.

ЗРС выполняет функцию дополнительной защиты турбины от чрезмерного увеличения числа оборотов. Осуществляется это следующим образом. Камеры VII и IX соединены между собой и масло поступает к ним через ограничительные окна в золотнике регулятора безопасности (четыре окна $\varnothing 4 + 0,025$ мм; см. § 52). Из камеры IX масло поступает в камеру X через два окна в буксе 10, которые имеют $\varnothing 6,5 + 0,03$ мм. При подъеме золотника $\varnothing 45$ на $16,5 \pm 0,4$ мм нижняя кромка золотника C откроет кольцевую щель в камере X буквы 10 и через эту щель произойдет слив масла в сливную камеру XII. В результате давление масла в камерах VII и IX и тем самым в масляном выключателе автоматического затвора упадет до 6,0 кг/см² и автоматический затвор свежего пара закроется, так как масляный выключатель его срабатывает при давлении масла $6,5 \pm 0,5$ кг/см². При дальнейшем подъеме золотника $\varnothing 45$ до 18 мм давление в камерах VII и IX упадет до 4,3 кг/см². Для обеспечения нормальной работы ЗРС, это давление должно быть выше давления под поршнем $\varnothing 105$ (в камере VIII) не меньше чем на 0,7 кг/см².

Число оборотов турбины, при котором срабатывает дополнительная защита, т. е. при котором золотник $\varnothing 45$ мм поднимется на 16,5 мм, зависит от положения синхронизатора. Действительно, синхронизатором вводятся дополнительная пружина, сжимаемая качающимся рычагом при расхождении грузов регулятора скорости под действием увеличивающейся центробежной силы. Поэтому, в зависимости от величины сжатия этой дополнительной пружины, одно и то же положение муфты регулятора скорости, а следовательно, и золотника $\varnothing 45$ соответствует различным оборотам.

При положении синхронизатора, соответствующем номинальной нагрузке турбины при 3000 об/мин, дополнительная защита должна сработать при скорости вращения, несколько превышающей 3360 об/мин.

В случае прекращения подачи масла в камеру VII (IX), вследствие срабатывания регулятора безопасности (или расцепления рычагов регулятора безопасности от руки), давле-

ние в камере VI падает, золотник переходит на свой верхний упор благодаря натяжению пружины 9 золотника $\varnothing 60$. Камера IV импульсного масла при этом соединяется со сливной камерой V, и регулирующие клапаны закрываются.

Для лучшего уяснения конструкции и действия золотника регулятора скорости рассмотрим его работу при различных эксплуатационных условиях.

а) При неработающей турбине:

Предполагается, что рычаги регулятора безопасности сцеплены, синхронизатор и ограничитель мощности выведены из работы и пушен масляный турбонасос.

При неработающей турбине муфта регулятора скорости находится на левом упоре. Концы рычага 7 повернут в наинизшее положение. Пусковой масляный турбонасос поддерживает в камерах VII, XI, VI и VIII нормальное давление масла, в связи с чем золотник $\varnothing 60$ находится в среднем положении, а золотник $\varnothing 45$ в нижнем (на 3 мм выше упора). При этом слив масла в камеру V из камеры IV незначителен, камера V соединена через впускные окна буссы с камерой IV и давление импульсного масла близко к 12 кг/см^2 . Поршень сервомотора при этом находится в верхнем положении и клапаны регулирования полностью открыты.

Если бы давление масла в камере VII исчезло (например, в результате расцепления рычагов регулятора безопасности, см. § 49), то пружина 9 переместила бы золотник $\varnothing 60$ в наинизшее положение, и золотник $\varnothing 45$ благодаря связи с золотником $\varnothing 60$ с помощью рычага 6 оказался бы на верхнем упоре. При этом подвод масла из камеры II в камеру IV через впускные окна в буссе $\varnothing 45$ оказался бы перекрытым, а слив из камеры IV в камеру V — открытым, благодаря чему давление импульсного масла упадет и поршень сервомотора опустится и закроет клапаны регулирования.

б) При пуске турбины:

Когда число оборотов турбины при пуске достигнет примерно 2700 в минуту, грузы регулятора скорости под действием центробежной силы начнут раздвигаться, муфта регулятора скорости пойдет вправо и через качающийся рычаг и его валик (на который насажен рычаг 7) поднимет золотник $\varnothing 45$. Давление импульсного масла при этом будет падать вследствие уменьшения открытия впускных окон и увеличения слива в камеру V из

камеры IV. Это вызовет закрытие клапанов регулирования в той мере, которая необходима для поддержания числа оборотов холостого хода. При вращении маховика синхронизатора против часовой стрелки достигается некоторое снижение золотника и повышение давления импульсного масла, в результате чего число оборотов повышается до требуемого для синхронизации генератора и включения в сеть.

в) При нагружении турбины:

При увеличении электрической нагрузки, в случае одиночной работы турбогенератора, или при уменьшении частоты сети, когда турбогенератор работает параллельно с другими на общую электрическую сеть, число оборотов турбины несколько падает, грузы центробежного регулятора сходятся, и связанная с ними муфта регулятора идет влево. Соединенный с муфтой качающийся рычаг через валик и рычаги ЗРС перемещает золотник $\varnothing 60$ вниз из среднего положения, что вызовет подачу напорного масла в полость над поршнем $\varnothing 105$ золотника $\varnothing 45$ и его перемещение вниз. За этим последует увеличение давления импульсного масла (так как запялек К золотника $\varnothing 45$ увеличит открытие впускных окон в буссе и прикроет слив в камеру V), что в свою очередь вызовет перемещение поршня сервомотора и регулирующих клапанов в сторону увеличения открытия. Одновременно с этим рычаг 6 вернет золотник $\varnothing 60$ в среднее положение, запялек Б этого золотника закроет подвод масла в камеру VI и перемещение золотника $\varnothing 45$ прекратится.

После этого наступит новое установившееся состояние регулирования, соответствующее увеличившейся нагрузке турбины.

г) При уменьшении нагрузки турбины:

При уменьшении электрической нагрузки, в случае одиночной работы турбогенератора, или при увеличении частоты сети, когда турбогенератор работает параллельно с другими на общую электрическую сеть, число оборотов несколько увеличивается, в связи с чем грузы регулятора скорости расходятся и муфта идет вправо. Рычаг 7 переместит золотник $\varnothing 60$ вверх, камера VI над поршнем $\varnothing 105$ сообщится со сливной камерой XII, что вызовет падение давления масла над поршнем $\varnothing 105$, подъем золотника $\varnothing 45$ и уменьшение давления импульсного масла, а следовательно, движение поршня сервомотора и клапанов регулирования на закрытие.

Перемещение золотника $\varnothing 45$ вверх благодаря связи его с золотником $\varnothing 60$ вызовет возвращение последнего в прежнее среднее положение и прекращение слива из камеры VI, т. е. прекращение движения золотника $\varnothing 45$. После этого наступит новое установившееся состояние регулирования, соответствующее уменьшившейся нагрузке турбины.

Золотник для испытания регуляторов безопасности. Для испытания защиты турбины от чрезмерного повышения числа оборотов необходимо поднять обороты турбины до 3330—3360 в минуту. Для этой цели в первых турбинах, на передней стенке корпуса переднего блока устанавливался специальный небольшой «золотник для повышения оборотов», который показан на схеме регулирования (фиг. 72) и защиты (фиг. 69). В турбинах последующих выпусков золотник для повышения числа оборотов был конструктивно объединен с блоком ЗРС. Именно эта последняя конструкция показана на фиг. 64.

Золотник для повышения оборотов II дает возможность соединить через окна в буксе 12 полость напорного масла II с камерой IV импульсного масла к золотнику сервомотора. При соединении этих камер давление импульсного масла будет возрастать сверх того, которое устанавливается при наименьшем рабочем положении золотника $\varnothing 45$, и клапаны парораспределения откроются так, как нужно для повышения оборотов до 3330—3360 в минуту.

Во избежание случайного открытия золотника II для повышения оборотов при работающей турбине, его маховичок имеет замок, а самый золотник перекрывает окна в буксе 12 на 5 мм. Пользоваться этим устройством для повышения оборотов можно исключительно при холостом ходе турбины, отключенной от сети, и согласно указаниям в разделе «Защита турбины».

Эксплуатационные указания
При эксплуатации турбины в отношении ЗРС необходимо выполнять следующее:

1. До и после ревизии турбины следует проверять надлежащую сборку и состояние деталей ЗРС путем снятия характеристик регулирования. То же самое необходимо при замене золотников и буск запасными или при изменении центровки ЗРС (например при смене редуктора и вызванной этим перестройке регулятора скорости).

2. В случае неполучения контрольных данных по давлению масла в зависимости от по-

ложения золотника $\varnothing 45$ производится перештифование рычага 7 на валике качающегося рычага. Кроме того, для достижения правильного функционирования дополнительной защиты турбины от разгона может оказаться необходимым изменить толщину подкладного кольца 13 под буксой 10 или несколько увеличить размер окон в этой же буксе (два окна $\varnothing 6,5 \pm 0,03$ мм), если, например, благодаря неплотности в масляном выключателе автоматического затвора поступление масла в камеры VII и IX окажется настолько велико, что перемещение золотника $\varnothing 45$ на 16,5 мм вверх будет недостаточно для снижения давления в камерах IX и VII до 6 кг/см^2 .

3. После ревизии турбины может оказаться, что снизилось давление за золотником регулятора безопасности (например, стало 11 кг/см^2 вместо $11,7$ — $12,0$ при напорном давлении 12 кг/см^2). Может также оказаться, что зависимость положения сервомотора от положения золотника $\varnothing 45$ до и после ревизии различны.

Причинами этих нарушений могут быть:

а) неплотности в маслопроводе внутри переднего подшипника (в nipple'ах и фланцах), в частности, соединяющих камеру IV с золотником сервомотора;

б) внутренние перетечки между камерами блока золотников через неплотности в стыке фланца блока с корпусом переднего подшипника, к которому он крепится. Если камера XI (или, что то же, VI) окажется соединенной с камерами слива или напорного давления масла, золотник $\varnothing 60$ перестает сохранять среднее положение. При медленном подъеме золотника $\varnothing 45$, золотник $\varnothing 60$ окажется несколько выше (например, на $0,15$ — $0,25$ мм), чем при медленном опускании золотника $\varnothing 45$. Для предотвращения вышеуказанных неполадок при ревизии следует перед сборкой тщательно очищать фланец блока золотников и, в случае необходимости, прихватить стыкующиеся поверхности.

Для уплотнения фланца можно ограничиться тонким слоем бакелитового лака, следя за тем, чтобы при нанесении его на плоскости фланцев он не мог попасть в отверстия камер блока золотников, где он может вызвать засорение отверстий малого диаметра.

4. Во время работы турбины необходимо следить за давлением масла по обе стороны поршня $\varnothing 105$ золотника $\varnothing 45$, которое должно равняться $P_{\text{вн}} = 3,1 \pm 0,3 \text{ кг/см}^2$ и $P_{\text{вн}}$, также

равное $P_{\text{вн}} \pm 0,25 \text{ кг/см}^2$. Снижение давлений $P_{\text{вн}}$ и $P_{\text{в1}}$ указывает на засорение отверстий $\varnothing 2$. Нельзя допускать течи в кранах манометров и в местах присоединения трубок. При ревизии необходимо проверить чистоту отверстий $\varnothing 2\text{Аз}$ и $\varnothing 2,7\text{Аз}$, соединяющих центральное сверление золотника $\varnothing 45$ с камерами напорного и сливного масла.

5. При ревизии, пустив насос, следует проверить, что стрелка ограничителя мощности находится на делении «0» с точностью до $\pm 0,3 \text{ мм}$ при начале подъема золотника $\varnothing 45$ ограничителем мощности (см. § 48).

6. В случае смены деталей для правильной работы ЗРС некоторые из них надлежит заменить комплектно. Так, при смене золотника $\varnothing 45$ необходимо сменить буквы 3 и 10 и подкладное кольцо нижней буквы 13.

§ 48. Ограничитель мощности

Ограничитель мощности представляет собой унифицированное для турбин высокого давления и турбины АГ-25-2 устройство, которое служит для предохранения турбин от перегрузки (например, при снижении частоты сети или при выпадении из параллельной работы других турбин, работавших с данной на одну общую сеть). Кроме того, ограничителем мощности пользуются для пуска турбины в ход путем открытия одного из регулирующих клапанов.

Воздействие ограничителя мощности на работу регулирования турбины заключается в том, что с помощью этого устройства можно принудительно поднять золотник $\varnothing 45$ (независимо от положения муфты регулятора скорости) или же приостановить снижение золотника $\varnothing 45$ в любом его положении. Действие ограничителя мощности одностороннее, т. е. при уменьшении или сбросе нагрузки он не препятствует подъему золотника $\varnothing 45$.

Установленный на корпусе ЗРС ограничитель мощности имеет следующую конструкцию (фиг. 65). Маховик 1 через червячную пару 2 и 3 приводит во вращение винт 4, который сообщает поступательное движение штоку 5. На этом штоке, под прямым углом к нему, закреплены кронштейн 6 с пальцем 7. Высота расположения пальца регулируется подкладной шайбой 8. От вращения шток удерживается шпонкой 9, являющейся одновременно ограничителем его хода, который равен $15 \pm 0,1 \text{ мм}$.

При необходимости ограничить мощность турбины или при пуске ее вращением маховика 1 по часовой стрелке под ось рычага 10

ЗРС подводится палец 7. Рычаг 10 опирается на рычаг 11, сидящий на валике качающегося рычага, с помощью двух опорных «камней» 12, которые могут скользить в пазах рычага 11. Ось рычага 10, связывающего золотники $\varnothing 45$ и $\varnothing 60$, опирается на камни с помощью двух игольчатых подшипников. Подведя палец 7 ограничителя мощности под ось рычага 10, прекращают перемещение вниз золотника $\varnothing 45$ вместе с рычагом 11, так как при вращении рычага 11 по часовой стрелке камни останутся неподвижными, опираясь на палец ограничителя мощности. Ограничение хода золотника $\varnothing 45$ вниз вызовет ограничение перемещения поршня сервомотора в сторону «на открытие» регулирующих клапанов.

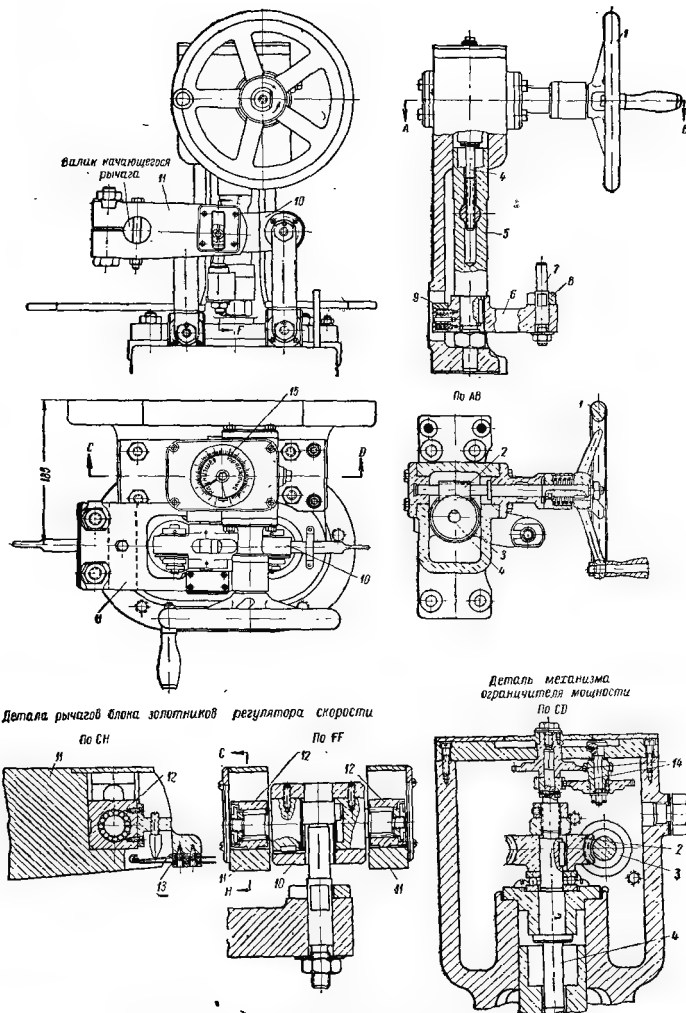
При необходимости пустить турбину с помощью ограничителя мощности надо при неработающей турбине поднять ограничителем золотник $\varnothing 45$ в такое положение, при котором давление импульсного масла будет настолько низким, что все клапаны регулирования закроются. Затем вращением маховика 1 против часовой стрелки следует дать возможность золотнику $\varnothing 45$ опуститься настолько, насколько необходимо для «толчка» турбины при пуске.

При выключении ограничителя мощности из работы следует через пазок в боковой крышке рычага 11 проверить, что камни опускаются, не застревая в пазах. При выведенном ограничителе мощности камни прижаты к упору в рычаге 11 не только силой веса золотников и системы рычагов, но и силой пружины 9.

На конце рычага 11 установлен сигнальный электроконтакт 13, который при отходе «камней» от упора на рычаге 11 включает сигнал «убавить» на щите управления, показывающий, что турбина работает на ограничителе мощности. Если при снижении частоты золотник регулятора скорости $\varnothing 45$ прекратил движение вниз из-за того, что ось рычага 10, связывающего золотники $\varnothing 45$ и $\varnothing 60$, села на палец 7, не следует пытаться набирать нагрузку синхронизатором.

Шкала 15 показывает ход золотника $\varnothing 45$ при воздействии на него ограничителя мощности. Передача от винта 4 к шкале осуществлена через две пары зубчатых колес 14.

При ревизии турбины, пустив масляный турбонасос, следует проверить, что стрелка шкалы ограничителя мощности находится на делении «0» (с точностью до $\pm 0,3 \text{ мм}$) при начале подъема золотника $\varnothing 45$. В случае необходимости следует изменить толщину подкладной шайбы под палец 7.



Фиг. 65. Ограничитель мощности

1 — маховик ограничителя; 2 — червяк; 3 — червячное колесо; 4 — вращающийся винт; 5 — шток, перемещающий винт; 6 — крышечка; 7 — палец; 8 — подкладная шайба, определяющая положение торца пальца; 9 — шпалка, ограничивающая ход штока; 10 — рычаг золотников 1/2 45 и 1/2 60 блока ЗРС; 11 — угловой рычаг муфты РС; 12 — канатик — соединяющие шарниры осей рычагов 10; 13 — электроконтакт; 14 — зубчатый редуктор для передачи движения стрелке указателя хода ограничителя мощности; 15 — указатель хода ограничителя мощности

При работе турбины на станции при нормальных параметрах свежего пара и вакууме необходимо построить характеристику ограничителя мощности, которая покажет зависимость между мощностью турбины и показаниями шкалы ограничителя мощности.

Снятие характеристики производится путем разгружения турбины ограничителем мощности ступенями (по 5—10% от номинальной нагрузки), причем записывают значения электрической нагрузки и положение стрелки ограничителя мощности на шкале. При этом необходимо следить за тем, чтобы параметры свежего пара и вакуум в течение снятия характеристики оставались неизменными.

§ 49. Сервомотор регулирующих клапанов свежего пара

Сервомотором называется поршневой механизм, действующий от давления масла и служащий для перестановки клапанов регулирования или для поворота регулирующих диафрагм. В настоящем параграфе описывается конструкция и принцип действия сервомоторов, которые посредством системы рычагов, зубчатой рейки и кулачкового распределительного устройства перемещают клапаны, регулирующие выпуск свежего пара в турбину.

Сервомоторы клапанов свежего пара в значительной степени унифицированы для всей серии турбин. На фиг. 66 (вкладка) показана конструкция двух типов сервомоторов, имеющих между собой незначительные различия, характер которых ясен из табл. 16.

Сервомотор состоит из поршня 1 с массивным штоком 2, золотника 3 с буквой 4 и системы рычагов обратной связи, изменяющей натяжение пружины 5 золотника в зависимости от положения сервомотора. Все эти элементы размещены в общем корпусе 6, выполняемом из высококачественного чугуна.

Сервомотор расположен в левом отсеке корпуса переднего блока, к которому крепится горизонтально расположенным прямоугольным фланцем, представляющим собой одно целое с верхней частью корпуса сервомотора. Так как корпус сервомотора при работе турбины должен оставаться совершенно неподвижным, то между фланцем сервомотора и корпусом подшипника устанавливаются два контрольных штифта.

Корпус сервомотора имеет ряд внутренних камер, назначение которых следующее. В камере А, окружающую средние окна буквы зо-

лотника, подводится напорное масло непосредственно от главного масляного насоса. Камера С соединена с пространством над поршнем сервомотора, а камера В — под поршнем сервомотора. Камеры D и E соединены со сливом в систему смазки.

Корпус сервомотора имеет две крышки — нижнюю 7, закрывающую расточку под поршень сервомотора, и верхнюю 8, закрывающую камеру, в которой расположена пружина золотника.

В нижней крышке расположено масляное демпферное устройство, смягчающее удар поршня о крышку при быстром его опускании (например при сбросе нагрузки или расцеплении рычагов регулятора безопасности). Демпферное устройство в первоначальном варианте показано на разрезе сервомотора турбины ВК-100-2. Оно состоит из поршенька 9 и пружины 10, под действием которой поршеньек прижат к упорному кольцу 11. С помощью сверлений в крышке и поршеньке полость под поршеньком сообщается с заполненной маслом камерой М сервомотора.

При быстром закрытии сервомотора его шток 2 нижним концом на последних 5—6 мм хода толкает поршеньек вниз, причем выход масла из-под поршенька через незначительный зазор и отверстия малого диаметра происходит замедленно, в связи с чем удар о крышку смягчается.

Такая конструкция демпферного устройства применена в сервомоторах турбин выпуска 1946—1947 гг.

В последующих турбинах демпферное устройство осуществлено иначе. Вместо поршенька поставлена фигурная шайба 12, опирающаяся на коническое пружинное кольцо 13, которое является амортизатором энергии удара о крышку быстро опускающегося поршня сервомотора. Но еще до соприкосновения штока сервомотора с амортизатором движение сервомотора будет замедлено благодаря тому, что поршень имеет снизу удлиненную форму и на последних 6—7 мм хода нижняя кромка поршня перекроет полностью сливные окна из полости М, а выход масла из-под поршня будет происходить только через диаметральный зазор между ним и расточкой корпуса.

Верхняя крышка 8 имеет две вертикальные кронштейна, на которые опирается рычажная система обратной связи между штоком поршня сервомотора и золотником (см. ниже).

Золотник 3 имеет четыре запелика, из которых средние два являются регулируемыми,

а верхний и нижний — запирающими. В состоянии равновесия золотник находится в среднем положении по отношению к кольцевым выточкам в буксе 4, закрывая их регулируемыми запяточками. При этом на золотник действуют: сверху — сила натяжения пружины 5 и веса золотника, пружины и связанных с ней других деталей; снизу — давление импульсного масла на поршень. При повышении давления импульсного масла золотник переместится вверх и откроет нижней кромкой верхнего регулирующего запяточка доступ масла из камеры А в камеру В, откуда масло поступит под поршень сервомотора (в камеру М). Верхняя кромка регулирующего запяточка при этом перекроет сообщение между камерами В и Е, т. е. исключит возможность слива масла в систему смазки из полости М, а нижний регулирующий запяточка золотника откроет слив из камеры С в камеру D, т. е. сообщит полость N над сервомотором со сливом в систему смазки подшипников, что необходимо для движения сервомотора вперед.

Под действием давления масла в полости М, поршень сервомотора поднимется и через шток 2 и серьги 14 поднимет левый конец фигурного рычага 15 обратной связи. Рычаг 15 повернется при этом вокруг опор, выполненных в виде небольших шариковых подшипников, расположенных в вертикальных кронштейнах крышки золотника (см. сечение по DD). Правый конец рычага обратной связи переместится при этом вниз и через серьги 16, шток обратной связи 17, сферическую опору 18 и тарелку 19 сожмет пружину 5, что вызовет увеличение силы, действующей на золотник сверху. Золотник в результате этого опустится обратно в среднее положение, несмотря на возросшее давление импульсного масла. При этом прекратится подвод масла в камеру М и слив из камеры N, в связи с чем приостановится и движение поршня сервомотора, т. е. система перейдет в новое установившееся состояние, соответствующее большему открытию регулирующих клапанов и, следовательно, большей нагрузке турбины.

При снижении давления импульсного масла под золотником равновесие действующих на него сил также нарушается, и под действием пружины золотник пойдет вниз. При этом камера С соединится с полостью над поршнем сервомотора (М), а полость М под поршнем через камеру В соединится с камерой Е слива масла в систему смазки подшипников. Таким образом, под действием давления напорного

масла от главного масляного насоса поршень сервомотора пойдет на закрытие. Перемещение рычагов обратной связи при этом будет противоположным описанному выше: натяжение пружины 5 в результате вращения рычага 15 вокруг оси ОО (см. сечение DD) уменьшится настолько, что несмотря на снижение давления импульсного масла под золотником сервомотора сила давления масла окажется достаточной, чтобы вернуть золотник в среднее положение по отношению к регулирующим окнам и тем самым прекратить перемещение поршня сервомотора.

Из сказанного выше видно, что сервомоторы турбин рассматриваемых типов являются сервомоторами двустороннего действия, т. е. движение поршня сервомотора в обе стороны происходит под действием силы давления масла. При отсутствии давления масла под золотником последний под действием натяга пружины 5 находится на своем нижнем упоре.

Сервомотор при сборке не требует регулировки в своих звеньях. Регулировка натяга пружины 5 выполняется при заводской сборке. Для этой цели в первом варианте конструкции сервомотора служит кольцо 20, которое после испытаний сервомотора на заводском стенде подрезалось до нужной толщины. Во втором, ныне применяемом варианте конструкции сервомотора регулировка натяжения пружины производится винтом 21, который после этого подрезается, завинчивается до упора и штифтуется.

Для удаления воздуха, скапливающегося в тупиковых камерах М, N и К и оказывающего вредное влияние на работу сервомотора, предусмотрены специальные сверления, оканчивающиеся пробками с отверстиями небольшого диаметра. Из камеры М воздух отводится через сверления в поршне и штоке и через канавку в направляющей и уплотняющей втулке 22, затем через среднюю кольцевую проточку в этой втулке он попадает вместе с просачивающимся маслом в дренажную камеру L, слив из которой происходит во внутреннюю полость корпуса подшипника.

При смене запасных частей для правильной работы сервомотора необходимо некоторые детали сменять попарно, а именно — золотник с буксой и пружину с верхней тарелкой. При смене запасных деталей, а также до и после ревизии производится снятие характеристик сервомотора.

Конструктивные данные сервомоторов турбин новой серии приведены в табл. 16.

Таблица 16

Конструктивные данные сервомоторов клапанов свежего пара

Характеристики сервомоторов	Тип турбины		
	БК-100-2 ВР-25-18-4 ВР-25-31-3	БК-25-1 БК-80-1 ВР-25-4 ВРП-25-3	АП-25-2
Полный ход сервомотора, мм	175	175	175
Диаметр поршня, мм	300	210	265
» штока, мм	95	95	95
» золотника, мм	80	60	60
Ход золотника от нижнего до верхнего упора, мм	9	7,1	7,1
Ход золотника от среднего положения до верхнего упора, мм	2	1,1	1,1
То же до нижнего упора, мм	7	6	6

§ 50. Масляный редукционный клапан

Системы регулирования и маслоснабжения всех турбин новой серии снабжены масляным редукционным клапаном унифицированной конструкции (фиг. 67).

Редукционный масляный клапан предназначен для поддержания постоянства давления масла, равного 12 кг/см^2 , в системе регулирования турбины и для подачи масла в систему смазки.

Необходимость применения специального редукционного клапана вместо дроссельной диафрагмы объясняется тем, что при быстрых перемещениях сервомоторов (например при сбросе нагрузки) потребление масла сервомоторами клапанов свежего пара и поворотных диафрагм резко возрастает, что влечет за собой понижение давления масла в системе до редукционного клапана. В результате этого редукционный клапан несколько прикрывается, уменьшая пропуск масла непосредственно в систему смазки и обеспечивая питание маслом в необходимом количестве систем сервомоторов и регулирования.

Таким путем благодаря редукционному клапану давление масла в системе регулирования сохраняется почти неизменным независимо от количества масла, идущего к сервомоторам. Между тем при применении в качестве дроссельного органа диафрагмы давление перед ней, т. е. в системе регулирования, зависело бы от расхода через диафрагму; следовательно,

оно было бы переменным, что недопустимо для нормальной работы регулирования.

При увеличении давления масла в системе регулирования вследствие прекращения движения сервомоторов редукционный клапан увеличивает пропуск масла непосредственно в систему смазки, и давление до клапана восстанавливается до нормального значения.

Что же касается количества масла, поступающего в систему смазки, то оно остается постоянным независимо от положения редукционного клапана, так как слив из сервомоторов всегда происходит в систему смазки до маслоохладителей, что компенсирует изменение расхода через редукционный клапан.

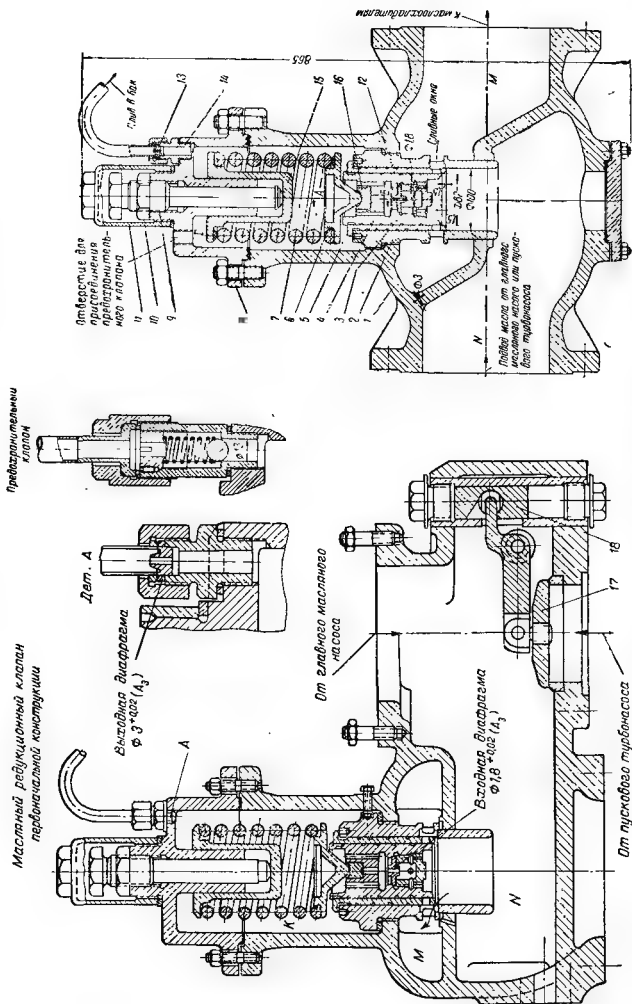
Кроме основного назначения редукционного клапана поддержания постоянства давления масла в системе регулирования, — его конструкция такова, что он совмещен с предохранительным клапаном, исключаящим повышение давления в системе регулирования сверх допустимого.

В корпусе клапана 1 (фиг. 67) закреплены неподвижная буква 2 с несколькими сливными окнами. В эту неподвижную букву вставлены: вторая, подвижная буква 5, имеющая два сливных окна, и золотник 4. Подвижная буква и золотник имеют сверху заплечики, образующие упор для золотника 4 в подвижную букву 5 и для подвижной буквы 5 в неподвижную 2.

Сверху на золотник и через него на подвижную букву действует сила пружины 7 и сила давления масла в камере D, где расположена пружина. Снизу на золотник и подвижную букву действует давление масла, подводимого от главного масляного насоса или от пускового масляного турбонасоса. При нормальном давлении напорного масла буква 5 и золотник 4 составляют единый подвижный элемент, причем сливные окна в букве 5 перекрываются золотником.

При изменении давления масла в напорной камере N происходит одновременное перемещение золотника 4 и буквы 5. При этом изменяется открытие кольцевой проточки в букве 2, из которой через сливные окна масло проходит в камеру низкого давления M.

Предварительное натяжение пружины 7 производится нажимным болтом 9. Сила сжатия пружины и давления масла в камере D таковы, что при нормальном давлении в напорной камере N $12 \pm 0,1 \text{ кг/см}^2$ открытие сливных окон неподвижной буквы обеспечивает пропуск в систему смазки необходимого количества масла. Дросселирование давления происходит в щели между нижней кромкой подвижной буквы 5 и



Фиг. 67. Редукционный масляный клапан

[illegible]

нижней кромкой кольцевой проточки в неподвижной буксе 2.

Для предотвращения вибрации редукционного клапана он снабжен демпферным устройством в виде камеры *D*. Эта камера сообщается с напорной камерой *N* через диафрагму 12 (с диаметром отверстия 1,8 мм) и имеет слив в бак через диафрагму 13 (с диаметром отверстия 3,0 мм). Благодаря такому устройству давление масла в демпферной камере *D* при правильной сборке клапана устанавливается в пределах от 0,75 до 1,5 кг/см² при нормальном давлении под клапаном 12 + 0,1 кг/см².

Вибрация редукционного клапана при заполненной маслом камере *D* (при отсутствии в ней воздуха) невозможна, так как быстрые перемещения клапана вверх должны сопровождаться вытеснением масла через отверстие Ø 3 мм в диафрагме 13.

Между тем при медленных перемещениях клапана, имеющих место во время нормальной работы регулирования, вытеснение масла из камеры *D* через диафрагму Ø 3 мм происходит беспрепятственно.

В случае заедания подвижной буквы при малом открытии сливных окон давление в напорной системе после главного масляного насоса возрастает. Диаметр золотника 4 выбран так, что при увеличении давления до 15,5 кг/см² сила давления, действующая снизу на золотник 4, окажется достаточной для того, чтобы преодолеть усилие пружины и давления масла в камере *D*. Золотник 4 при этом поднимется в буксе 5 и откроет ее окна. Таким образом, золотник 4 выполняет функцию предохранительного клапана. При увеличении давления до 18,0 кг/см² сливные окна окажутся открытыми полностью и дальнейшее повышение давления масла будет исключено.

Повышение давления масла в системе регулирования, при котором редукционный клапан начинает действовать как предохранительный, зависит от положения подвижной буквы, при котором произошло заедание, так как в зависимости от подъема буквы сила пружины, действующая на золотник, различна. Величина этого повышенного давления, как ясно из предыдущего, колеблется от 15,5 до 18,0 кг/см².

В турбинах последних выпусков завод снабжает демпферную камеру *D* небольшим предохранительным клапаном. (Клапан изображен как деталь на фиг. 67). Наличие этого клапана должно исключить возможность повышения давления в демпферной камере *D* сверх 2 кг/см² в случае засорения сливной диа-

фрагмы 13 Ø 3 мм. Однако и при полной закупорке этой диафрагмы посторонним телом, случайно попавшим в камеру *D*, давление масла в демпферной камере возрастет не больше чем до 18 кг/см². При этом значении давления в камере *D* слив масла в камеру *M* из камеры *D*, вследствие протечки через зазор между буксами 5 и 2, окажется равным поступлению масла в камеру *D* через диафрагму 12, имеющую отверстие диаметром 1,8 мм. Вообще же засорение диафрагмы 13 возможно только при небрежной сборке деталей демпферной камеры, так как наличие диафрагмы 12 перед камерой *D* исключает проникновение в нее посторонних тел, могущих закупорить диафрагму 13.

Однако повышение давления масла в демпферной камере все же недопустимо. В связи с этим надо следить при сборке деталей редукционного клапана за тем, чтобы в камере пружины не оставалось никаких посторонних тел (кусочков бакелитового лака или шеллака, могущего попасть в камеру *D* при обжатии крышки).

Важно также следить за чистотой масла в системе, чтобы было исключено засорение отверстия Ø 1,8 мм в диафрагме 12, так как это может повлечь за собой исчезновение давления в демпферной камере с возможным нарушением нормальной работы редукционного клапана.

Как указывалось в начале настоящего параграфа, редукционный клапан турбин высокого давления первых выпусков отличался по конструкции от описанной выше.

Корпус клапана первоначальной конструкции (фиг. 67) предназначен для крепления непосредственно к патрубкам главного масляного зубчатого насоса. В этом же корпусе размещен обратный клапан 17 со своим демпфером 18. Этот обратный клапан расположен в месте присоединения напорного трубопровода от пускового масляного турбонасоса.

В связи с заменой в турбинах последующих выпусков зубчатого насоса винтовым, завод отказался от крепления редукционного клапана непосредственно к патрубкам главного масляного насоса, перенеся его на трубопровод напорного масла после насоса.

Обратный клапан на линии напорного масла от пускового масляного турбонасоса устанавливается непосредственно у задвижки насоса.

Такая компоновка и показана условными обозначениями на общих схемах регулирования всех турбин (см. схемы регулирования).

Масляный сливной клапан 2 нагружен сверху пружиной 5, а снизу — силой давления масла. При изменении давления масла клапан приподнимается, изменяя открытие кольцевой проточки корпуса 1, из которой масло сливается через окна и сливную часть корпуса в бак. Сливная часть чугунного корпуса выполнена в виде трубы, опущенной в бак под уровень масла с целью гашения пены, образующейся при проходе масла через клапан.

Необходимое давление в маслопроводе смазки ($0,4 \text{ кг/см}^2$) получается путем регулировки натяга пружины 5 с помощью нажимного болта 9, который после этого закрепляется гайкой 8.

Натяг пружины отрегулировывается на станции при работе турбины на холостом ходу и остановленном пусковом масляном турбонасосе. Он может быть также откорректирован при работе турбины под нагрузкой.

В случае регулировки давления вращение болта 9 по часовой стрелке приводит к повышению давления масла в системе.

При ревизии турбины клапан должен быть проверен в отношении отсутствия заедания (задилов на поверхности скольжения). Неравномерность клапана при изменении расхода масла через него от 300 до 1 500 л/мин не превышает $0,35 \text{ кг/см}^2$.

Глава тринадцатая

ОРГАНЫ ЗАЩИТЫ

§ 52. Общее описание защиты

В турбинах высокого давления и в турбине АП-25-2 предусмотрены три системы защиты:

- 1) защита от повышения числа оборотов;
- 2) защита от понижения давления масла;
- 3) защита от осевого сдвига ротора.

Турбины с противодавлением кроме того оборудованы защитой от чрезмерного перепада давления пара на последней ступени.

Действие защиты сводится к тому, что автоматически прекращается доступ пара в турбину при следующих отклонениях от нормальных условий работы:

а) при повышении числа оборотов турбины на 11—12% сверх нормального (для турбин всех типов);

б) при снижении давления масла в системе регулирования до $3,0 \text{ кг/см}^2$;

в) при осевом сдвиге ротора на $0,5 \text{ мм}$ в результате повреждения упорных колодок переднего опорно-упорного подшипника.

Прекращение доступа пара в турбину осуществляется закрытием клапана автоматического затвора и клапанов регулирования.

Доступ пара из паропроводов отборов (за счет аккумулированного в них пара или вследствие вскипания конденсата греющего пара в подогревателях в бойлерах) прекращается путем закрытия обратных клапанов на линиях регулируемых и нерегулируемых отборов.

Кроме того, к системе защиты турбины должно быть отнесено автоматическое устройство, включающее в работу масляный электро-

насос при падении давления масла в системе смазки ниже $0,2 \text{ кг/см}^2$ и отключающее валоповоротное устройство при снижении давления в системе смазки до $0,15 \text{ кг/см}^2$. Это устройство описано в § 78.

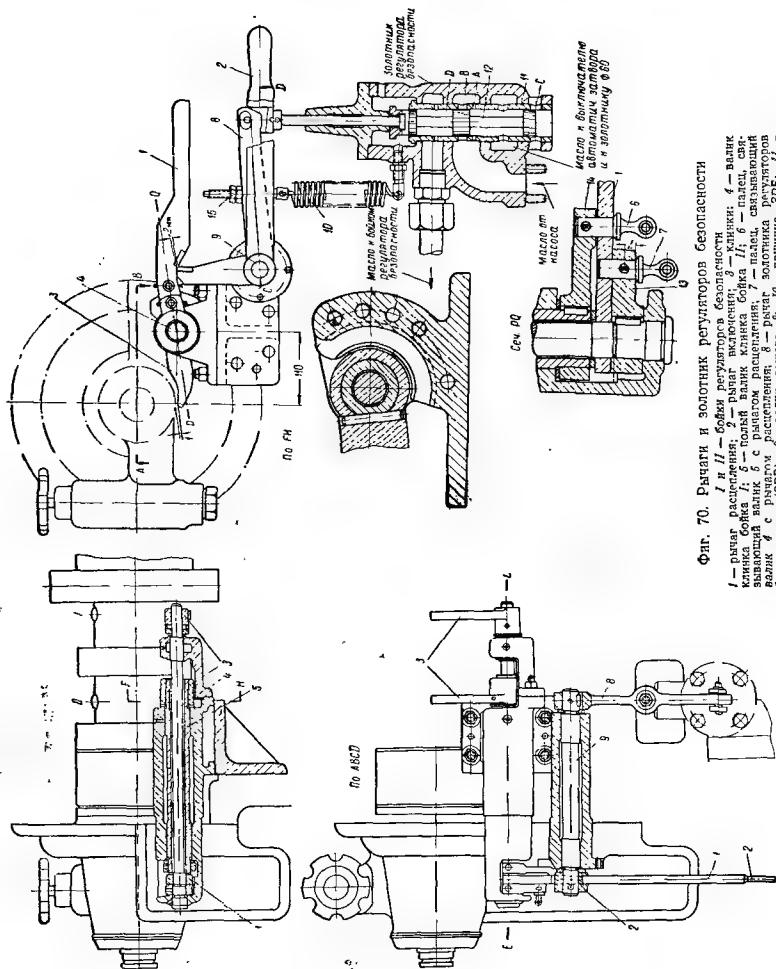
Помимо автоматического действия защиты возможно и быстрое отключение турбины обслуживающим персоналом путем расцепления рычагов золотника регулятора безопасности (фиг. 69 и 70). Для этого поднимается выступающий наружу рычаг расцепления 1 настолько, чтобы вышел из зацепления с ним рычаг 2.

При некоторых эксплуатационных обстоятельствах возможно и раздельное действие органов, прекращающих доступ пара в турбину, а именно — закрытие обратных клапанов отборов без прекращения доступа пара в турбину, например, при сбросе нагрузки без отключения турбины.

§ 53. Защита от повышения оборотов

Для защиты турбины от повышения числа оборотов служат два бойка регулятора безопасности, расположенных в переднем, приставном конце ротора (фиг. 71), которые воздействуют через рычаги на золотник регулятора безопасности (схема фиг. 69 и фиг. 70).

Кроме того, функции защиты от повышения оборотов выполняет золотник Ø 45 блока золотников регулятора скорости (см. § 47). На схеме фиг. 69 показана связь этого устройства, называемого «дополнительной защитой», с другими элементами системы защиты турбины от повышения числа оборотов.

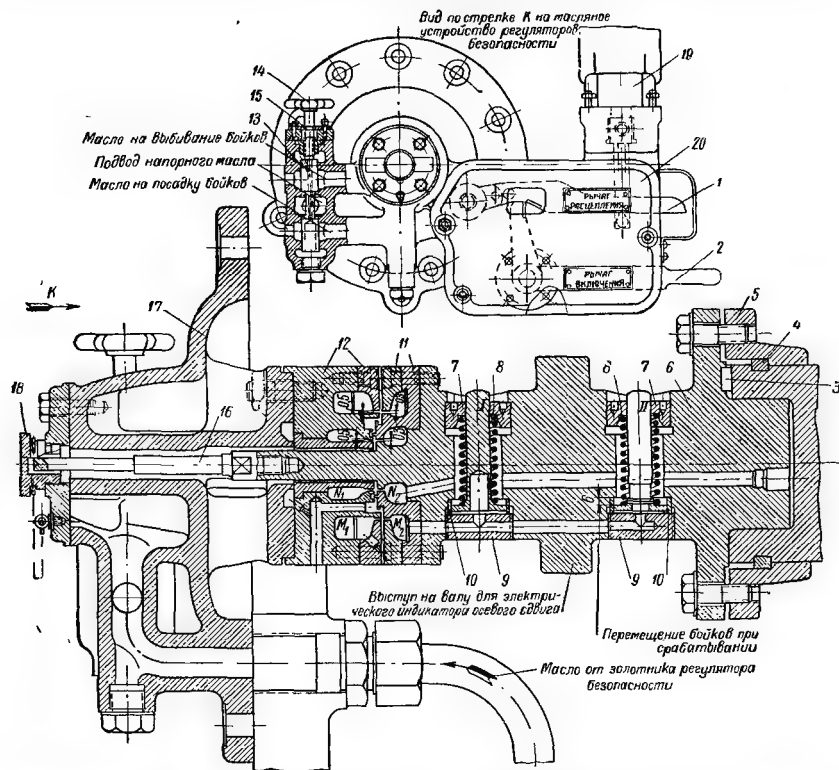


Фиг. 70. Рычаги и золотник регулятора безопасности

1 и 11 — балки регулятора безопасности; 4 — валок клина болка 1; 5 — полый валок клина болка 11; 6 — палец, связывающий валок 6 с рычагом расцепления; 7 — палец, связывающий валок 8 с рычагом расцепления; 8 — рычаг расцепления; 9 — рычаг расцепления; 10 — рычаг расцепления; 11 — рычаг расцепления; 12 — золотник; 13 — рычажок вала 4; 14 — рычажок вала 5; 15 — натяжное устройство пружины

Унифицированная конструкция регулятора безопасности выполнена следующим образом.

к упорам, в виде заstopоренных гаек 9. Пружины бойков упираются в специальные гайки



Фиг. 71. Регуляторы безопасности с масляным управлением бойками

1 и II — бойки регулятора безопасности; 1 — рычаг расцепления; 2 — рычаг включения; 3 — шпилька между ротором турбины и приставным концом вала; 4 — шпилька (полукольца) наконечника фланца; 5 — наконечник фланца; 6 — приставной конец вала; 7 — гайки, регулирующие натяжение пружин; 8 — пружины бойков; 9 — упорные гайки бойков; 10 — кольцо упорное для гаек 9; 11 — вращающаяся часть масляного устрой-

ства; 12 — неподвижная часть масляного устройства; 13 — золотник масляного устройства регулятора безопасности; 14 — маховик; 15 — стопорное кольцо; 16 — вращающийся палец для измерения скоб осевого положения ротора; 17 — передняя крышка корпуса подшипника; 18 — крышка; 19 — электромагнит, воздействующий на рычаг расцепления; 20 — съемная крышка рычагов регулятора безопасности

В переднем конце ротора, который соединяется с основным валом с помощью фланцевого соединения (фиг. 71), имеются две цилиндрические расточки. В эти расточки вставлены два бойка I и II, прижатые пружинами 8

7. Бойки I и II расположены в расточках таким образом, что их центры тяжести смещены с оси вращения. Сила пружин, преодолевая центробежную силу, удерживает бойки прижатыми к нижнему упору.

С помощью гаек 7 пружинам сообщается такое первоначальное натяжение, чтобы до 3330—3360 об/мин сила пружин превышала центробежную силу бойков. При дальнейшем повышении числа оборотов центробежная сила бойков превысит силу натяжения пружин и бойки сразу перейдут в положение, при котором их закруленные головки выступят над поверхностью вала на столько, что ударят по клинковой детали 3 (фиг. 70 и схема фиг. 69).

Вращение гаек 7 по часовой стрелке увеличивает натяжение пружин 8, причем поворот гайки на 30° изменяет число оборотов, при котором произойдет выбивание бойков примерно на 25 об/мин.

Как видно из фиг. 70, клинки связаны с помощью силового валика 4 и полого валика 5, а также пальцев 6 и 7 с рычагом расцепления 1. В случае удара любого из двух бойков по клинковой соответствующий валик клинков повернется и вместе с ними повернется против часовой стрелки (вверх) рычаг 1. Этот рычаг с помощью зуба, образованного накладной пластиной, сцеплен с рычагом 2. При повороте рычага 1 вверх зацепление нарушается и рычаг 2 повернется вниз, так как через валик 9 он связан с рычагом 8, который нагружен пружиной 10 золотника регулятора безопасности. Повернувшись вниз, рычаг 8 своим концом переведет в нижнее положение золотник 12. При этом через окна С буквы 11 произойдет слив масла из системы защиты и регулирования, что и вызовет отключение турбины.

Рычаг 2 (фиг. 70) называется рычагом включения. Поворот этого рычага вверх (против часовой стрелки) до зацепления с зубом рычага 1 сопровождается подъемом золотника 12. При поднятом золотнике 12 давление масла в системе защиты и регулирования восстановится до нормального (в случае работы масляного насоса), так как в этом положении золотника 12 сливные окна буквы С перекрываются нижним запяточником золотника, а напорное масло поступает в систему защиты турбины через окна А.

В турбинах высокого давления и в турбине АП-25-2 предусмотрено масляное устройство, дающее возможность расклинивания бойков без повышения числа оборотов и без отключения турбины и осуществляющее также обратную зарядку бойков без понижения оборотов, после того как бойки сработают. Обратная посадка бойков происходит также автоматически, если действие бойков сопровождалось расцеплением рычагов 1 и 2 и переходом золотника регуля-

торов безопасности в нижнее положение, т. е. отключением турбины.

Это масляное устройство выполнено следующим образом. Торцевая крышка переднего блока (фиг. 71) имеет две концентрично расположенные кольцевые камеры M_1 и N_1 , оканчивающиеся кольцевыми щелями-соплами. В каждую из этих камер может быть подано через золотник 13 (см. схему фиг. 69 и фиг. 71) напорное масло, которое поведено в среднюю камеру золотника от насоса. Вращением маховичка 14 золотника можно камеру напорного масла соединить с приемными камерами M_1 или N_1 . Во вращающемся приставном конце вала имеются аналогичные камеры M_2 и N_2 . Торцев вращающейся части должен находиться на расстоянии $2 \pm 0,1$ мм от торца неподвижной части, когда ротор прижат к нерабочим колодкам упорного подшипника.

Камеры M_2 и N_2 имеют каналы, соединяющие их с пространством под утолщенной частью бойков (камера M_2) и с полостью, в которой расположены пружины (камера N_2). Если путем вращения маховичка против часовой стрелки направить в камеру M_1 напорное масло, то оно, будучи выброшено под давлением из кольцевой щели-сопла, попадет через двухмиллиметровый зазор в камеру M_2 , где давление масла частично восстановится и, действуя на боек в направлении, противоположном усилию пружины, приведет к выбиванию бойка без повышения числа оборотов. Если при этом рычаг включения 2 (фиг. 70) удерживать рукой в поднятом положении, то выбивание бойка (или обоих бойков) хотя и вызовет поворот против часовой стрелки рычага расцепления 1, однако не будет сопровождаться переходом золотника регулятора безопасности в нижнее положение, т. е. отключением турбины. В этом случае для того, чтобы вернуть боек (или оба бойка) в рабочее положение, необходимо вращением маховичка 14 по часовой стрелке соединить напорную камеру золотника 13 с камерой N_1 . Тогда масло через камеру N_1 и соответствующий канал попадет в полость пружины и совместно с усилием пружины, преодолев центробежную силу бойков, вернет их в рабочее положение.

После этого необходимо вращением маховичка против часовой стрелки вернуть золотник в среднее положение, при котором камеры M_1 и N_1 отсоединены от камеры напорного масла.

Среднее положение золотника 13 определяется тем, что в этом положении специально

ограничительное полукольцо 15 может быть беспрепятственно заведено в кольцевую заточку штока золотника, что исключит возможность его перемещения вниз или вверх. Полукольцо 15 закрепляется штифтом.

Возвращение золотника 13 после опробования бойков в среднее положение является совершенно обязательным, так как несоблюдение этого может нарушить нормальное функционирование бойков регулятора безопасности. Положение бойков при работающей турбине определяется только натяжением пружин и числом оборотов ротора без какого бы то ни было участия силы давления масла.

При расхаживании бойков без отключения турбины надлежит тщательно следить за тем, чтобы рычаг включения 2 (фиг. 70) был надежно удержан в поднятом состоянии. Выполнение этой операции можно поручать только опытному и ответственному работнику. При этих условиях расхаживание бойков может быть повторено несколько раз, причем по манометрам, присоединенным к верхней и нижней камерам золотника 13 (и тем самым к камерам M_1 и N_1), следует заметить, при каком давлении масла происходит выбивание и возвращение бойков.

Для того чтобы определить, который из двух бойков срабатывает, рычаги имеют следующее устройство. Каждый из клинков сидит на своем валике (валики 4 и 5 на фиг. 70). Оба валика с помощью штифтов 6 и 7 связаны с рычагом расцепления 1. Если выпнуть штифт 6, то расцепление рычагов произойдет только под действием бойка 1. Если вернуть на свое место штифт 6 и выпнуть штифт 7, то расцепление рычагов произойдет только под действием бойка 11.

По окончании испытания бойков следует надежно поставить на свои места и зашплинтовать оба штифта и приболтить крышку 20 коробки рычагов, без снятия которой выемка штифтов невозможна.

Как указывалось выше, при срабатывании регулятора безопасности, сопровождающемся переходом золотника регулятора безопасности в нижнее положение и отключением турбины, бойки автоматически возвращаются в рабочее положение. Это свойство защиты позволяет сразу после отключения турбины регулятором безопасности подготовить ее к повторному включению без необходимости понизить обороты для зарядки бойков.

Автоматическое устройство для возвращения бойков после срабатывания регулятора

безопасности и отключения турбины выполнено следующим образом (см. фиг. 69).

Камера D ЗРБ соединяется маслопроводом, проходящим внутри переднего блока, с камерой N_1 неподвижной части масляного устройства бойков (см. фиг. 71).

В рабочем положении защиты, когда рычаг включения сцеплен с рычагом расцепления, ЗРБ находится в своем верхнем положении, при котором средний запяточный золотника перекрывает окна B в букве 11. В связи с этим давление в камере D отсутствует, так как эта камера соединена с камерой N_1 , имеющей слив через зазор $2 \pm 0,1$ мм между неподвижной и вращающейся частями масляного устройства бойков. Если же в результате срабатывания регулятора безопасности рычаги 1 и 2 расцепятся и пружина 10 переведет ЗРБ в нижнее положение, то напорное масло через окно B попадет в камеру D, а из нее в камеры N_1 и N_2 , т. е. в камеру пружин бойков. Сила давления масла совместно с силой пружин вернет бойки в рабочее положение. Это даст возможность сцепить рычаги 1 и 2 путем подъема (вращением против часовой стрелки) рычага включения, благодаря чему ЗРБ также вернется в рабочее положение. При повторном сцеплении рычагов подъем рычага включения следует производить осторожно, убедившись, что не ощущаются удары бойков о клинки, т. е. проверив тем самым, что бойки возвращены в рабочее положение.

Неподвижная часть масляного устройства бойков имеет центральное отверстие, через которое выступает наружу вращающийся вместе с ротором измерительный палец 16. Этот палец служит для измерения числа оборотов турбины ручным тахометром и измерения осевого положения ротора с помощью скобы и щупа. Если в камеру N_1 поступает излишек много масла, то оно может вытекать через зазор между измерительным пальцем и неподвижной частью масляного устройства. Для избежания этого на трубе за золотником регулятора безопасности должна быть расположена дроссельная шайба с диаметром отверстия 4 мм.

Теперь можно проследить по схеме фиг. 69, каким образом положение ЗРБ определяет положение клапана автоматического затвора и регулирующих клапанов свежего пара. При верхнем положении ЗРБ напорное масло поступает через ограничительные окна A буквы 11 в камеру между средним и нижним запяточными золотниками. Нижний запяточный перекрывает сливные окна C буквы. Между средним

и нижним заплевками в буксе 11 расположены окна, через которые масло поступает под поршень масляного выключателя клапана автоматического затвора, удерживая его пружину в сжатом состоянии, что соответствует положению открытого клапана (см. описание клапана автоматического затвора в § 39). Кроме того, из этой камеры масло поступает в камеру VII ЗРС (см. § 47).

При переходе золотника регулятора безопасности в нижнее положение (в результате расцепления рычагов 1 и 2 — фиг. 69) средний заплевчик золотника 12 закроет впускные окна А, а нижний заплевчик откроет сливные окна С. В результате этого давление в камере R упадет и поршень под действием пружины 16 и силы давления масла в кольцевой камере S переместится влево, что вызовет закрытие клапана автоматического затвора.

Одновременно с падением давления в камере R масляного выключателя упадет давление и в камере VII ЗРС и в связанной с ней камере VI—над поршнем Ø 105 золотника Ø 45 (см. фиг. 69). Между тем давление в камере VIII под поршнем Ø 105 сохранится прежним, так как оно не зависит от положения ЗРВ. В связи с этим золотник Ø 45 ЗРС поднимется вверх, давление импульсного масла упадет и сервомотор закроет регулирующие клапаны свежего пара.

Для испытания регуляторов безопасности предусмотрен специальный золотник 17, показанный на схеме фиг. 69. Этот золотник в турбинах первых выпусков представляет собой отдельный узел, укрепленный спереди на стенке переднего блока возле ЗРС. В турбинах более позднего выпуска этот золотник конструктивно объединен с корпусом ЗРС. Описание этой конструкции приведено в § 47 и показано на фиг. 64.

Перед испытанием регуляторов безопасности необходимо откинуть крышку 18 (фиг. 69) или освободить замок в новой конструкции. Крышка и замок служат ограничителями против самоотвинчивания золотника при нормальной работе турбины.

Для повышения числа оборотов, после того как турбина отключена от сети и переведена на режим холостого хода, медленно вращают маховичок 19 против часовой стрелки до момента трогания влево стрелки указателя положения муфты регулятора. После этого следует поднять число оборотов до 3180—3200 синхронизатором и уже после этого увеличить число оборотов до предела золотником 17. При этом

золотник 17 перемещается вверх и перепускает напорное масло в камеру импульсного масла Ж. В результате сервомотор, а с ним и регулирующие клапаны свежего пара займут положение, соответствующее повышенным оборотам, необходимым для срабатывания бойков регулятора безопасности.

Вращением маховичка 19 по часовой стрелке снижают обороты турбины, после чего заворачивают маховичок до нижнего упора и закрывают крышку, имеющую пружинный замок. За исправностью замка необходимо следить во избежание неполадок, которые могут возникнуть при нормальной работе турбины в случае самоотвинчивания золотника.

В турбинах с регулируемым отбором пара золотник для испытания регулятора безопасности повышенным числом оборотов выполнен так, что при его вывинчивании он сообщает камере импульсного масла с напорным маслом, что вызывает через посредство суммирующего золотника № 1 (см. § 60 и 67) необходимое повышение оборотов.

При вышеописанных манипуляциях с золотником для испытания регуляторов безопасности повышенным числом оборотов необходимо помнить следующее. Небольшой поворот маховичка золотника 17 против часовой стрелки вызывает небольшое повышение числа оборотов, а при прекращении вращения (если оно было медленным) сразу же прекращается и увеличение числа оборотов. Этим свойством система обладает только до момента, пока муфта регулятора скорости не доведена до упора. Если муфта дошла до упора, то дальнейшее незначительное вращение маховичка 19 против часовой стрелки вызовет безостановочное нарастание оборотов до срабатывания бойков регулятора безопасности и закрытия клапана автоматического затвора. Поэтому запрещается пользоваться золотником для испытания регулятора безопасности, если муфта регулятора дошла до положения 17 мм, а обороты еще не достигли предельно допустимых. Кроме того, необходимо внимательно следить за показаниями тахометра и выключить турбину от руки в случае повышения числа оборотов до 3360 в минуту и задержки в срабатывании бойков. Вышеуказанное положение муфты регулятора скорости по отношению к упору при повышении оборотов может иметь место при испытании дополнительной защиты, когда синхронизатор выведен (см. § 55). Правильное положение муфты регулятора скорости относительно упора определяется как указано в гл. 19.

§ 54. Защита от понижения давления масла

Как видно из предыдущего описания действия защиты турбины, закрытие клапанов автоматического затвора и клапанов регулирования происходит при снижении давления масла до 6 кг/см^2 в камере R масляного выключателя колонок клапана автоматического затвора и в камере VII ЗРС при давлении напорного масла 12 кг/см^2 . Снижение давления масла может быть результатом действия защиты (как описывалось выше в § 53), но может быть также результатом неполадок в масляной системе (например аварии с масляным насосом, разрыва маслопровода или нарушения плотности фланцевых соединений, закупорки масляных линий посторонними предметами и т. п.). Конструкция органов защиты такова, что, при снижении давления напорного масла, независимо от причины, до 3 кг/см^2 , турбина будет отключена теми же органами, которые автоматически прекращают доступ пара в турбину при действии защиты от повышения числа оборотов.

§ 55. Проверка действия защиты

Безотказное действие защиты является обязательным требованием при эксплуатации турбин. Поэтому периодическая проверка действия защиты является важнейшей обязанностью эксплуатационного персонала.

Проверка защиты от повышения числа оборотов производится в условиях нормальной эксплуатации турбины через каждые 2000 часов работы турбины, до и после ревизии и, наконец, после длительной или аварийной остановки.

Проверка защиты от осевого сдвига производится по особой программе (см. § 81). Защита проверяется при работе турбины на холостом ходу, при открытом клапане автоматического затвора, причем подвод пара к турбине осуществляется через клапан на обводной линии главной запорной задвижки, которая при этом полностью закрыта. Параметры пара перед главной задвижкой должны быть близки к нормальным, а открытие клапана на обводной линии главной запорной задвижки таким, чтобы давление пара за клапаном автоматического затвора было на 8 кг/см^2 меньше давления перед главной задвижкой.

В условиях нормальной эксплуатации периодическая проверка защиты через каждые

2000 часов работы производится по следующей программе, которая называется нормальной:

- а) двукратное выключение автоматических затворов от руки;
- б) двукратное испытание совместного действия бойков путем повышения числа оборотов турбины при сцепленных клинках;
- в) раздельная проверка («раскашивание») бойков, по одному разу, без повышения числа оборотов, с помощью масляного устройства;
- г) проверка действия дополнительной защиты.

До и после ревизии турбины и длительной ее остановки (или после аварийной остановки) испытание защиты производится по несколько расширенной (полной) программе, заключающейся в следующем:

- а) двукратное выключение автоматических затворов от руки;
- б) раздельное испытание, по одному разу, каждого из бойков путем повышения числа оборотов турбины;
- в) совместное испытание бойков путем повышения числа оборотов (один раз);
- г) раздельная проверка («раскашивание») бойков, по одному разу, без повышения числа оборотов, с помощью масляного устройства;
- д) совместная проверка («раскашивание») бойков без повышения числа оборотов турбины, с помощью масляного устройства;
- е) проверка действия дополнительной защиты.

Показателем нормального действия защиты является почти мгновенное закрытие клапана автоматического затвора и регулирующих клапанов вслед за срабатыванием бойков регулятора безопасности или расцеплением рычагов ЗРБ от руки. При этом закрытие клапанов должно сопровождаться немедленным снижением числа оборотов турбины и, в конечном счете, ее полной остановкой. Срабатывание же бойков регулятора безопасности должно происходить при числе оборотов 3330—3360 в минуту для всех турбин.

Показателем нормальной работы дополнительной защиты является снижение давления масла до $6\text{—}6,5 \text{ кг/см}^2$ при положении муфты регулятора скорости (по указателю хода муфты) $16,5\text{—}0,5 \text{ мм}$, сопровождающееся переводом масляного выключателя автоматического затвора в крайнее левое положение и отключением турбины путем закрытия клапанов автоматического затвора и регулирующих.

Методика проведения отдельных проверочных операций приводится ниже. Результаты

всех проверок заносятся в протоколы проверки защиты.

Включение автоматического затвора от руки. При работе турбины на холостом ходу поднимают рычаг расцепления 1 (фиг. 70 и схема на фиг. 69). При этом почти одновременно с падением рычага включения 2 без задержек должен полностью закрыться клапан автоматического затвора, а обороты турбины сразу уменьшиться. В этом случае можно считать, что надежность срабатывания автоматического затвора проверена.

При повторной зарядке рычага включения надлежит через круглое отверстие в крышке камеры рычагов проверить, что зацепление рычага включения с рычагом расцепления хорошее, т. е. накладная пластинка, образующая зуб, не изношена, и рычаг включения примерно на 2 мм захвачен краем этой пластинки. Кроме того, следует проверить, что крепление пластинки к рычагу расцепления не расшаталось.

Испытание действия бойков путем повышения числа оборотов турбины при сцепленных клинках. Во время этого испытания оба клинка соединены с рычагом расцепления, в связи с чем нельзя установить, какой из бойков сработает первым.

Открывают крышку (или освобождают замок) золотника 17 (фиг. 69) для испытания регуляторов безопасности повышением числа оборотов. Медленным вращением маховичка 19 против часовой стрелки подводят масло в камеру IV ЗРС до тех пор, пока число оборотов не увеличится на 30—50 в минуту по сравнению с нормальным 3000 *об/мин*. После этого прекращают вращение маховичка 19 и с помощью синхронизатора (вращая его маховичок против часовой стрелки) повышают число оборотов турбины до 3230—3250 в минуту. После этого опять медленным вращением маховичка 19 повышают обороты, пока не сработает защита. При этом запрещается повышать обороты выше 3360 в минуту. Если при этих оборотах регулятор безопасности не сработает, следует немедленно отключить турбину от руки, подняв рычаг расцепления, и выяснить причину отказа срабатывания защиты (чрезмерно затянутые пружины бойков, заедание бойков и т. п.).

Контрольным моментом нормального действия бойков является удар о клинки, расцепление рычагов регулятора безопасности и закрытие автоматического затвора свежего пара.

После того как бойки сработали, быстро вращают маховичок 19 по часовой стрелке до упора и вращением, также по часовой стрелке, маховика синхронизатора понижают обороты турбины до нормальных.

В момент срабатывания защиты по проверенному вручную тахометру фиксируют число оборотов и затем снимают эту запись с показанием в этот же момент штатного тахометра турбины в целях проверки показаний последнего при повышенных оборотах.

После того как золотник 17 доведен до упора и обороты турбины снижены до 3000 в минуту, осторожно производится сцепление рычагов регулятора безопасности. При этом не должны ощущаться удары бойков о клинки, так как описанное в § 52 масляное устройство регуляторов безопасности и ЗРБ должно было обеспечить обратную посадку бойков сразу после срабатывания защиты.

Если число оборотов, при котором сработала защита, меньше 3330 в минуту или если защита не сработала при 3360 *об/мин*, то изменяют в нужном направлении натяжение пружинок бойков.

Раздельное испытание бойков путем повышения числа оборотов. Снимают крышку коробки рычагов регулятора безопасности и осторожно удаляют палец 7 (фиг. 70), соединяющий клинок бойка II с рычагом расцепления 1. При этом, во избежание случайного расцепления рычагов, нажимают вниз на конец рычага расцепления. Освобожденный рычажок 13 откидывают вверх, отводя тем самым клинок бойка II от вала. Затем, выполняя указания предыдущего раздела, повышают обороты турбины до срабатывания бойка I и замечают число оборотов, при котором срабатывает защита.

Для проверки действия бойка II, после испытания бойка I, соединяют рычажок 13 с рычагом расцепления, вставив на свое место палец 7. После этого, осторожно вынув палец 6, откидывают вверх рычажок 14, отводя этим клинок от вала. Затем повторяют все операции проверки защиты, указанные выше. После окончания проверки возвращают палец 6 на место, соединив тем самым рычажок 14 с рычагом расцепления.

Проверив, что соединение обоих клинков с рычагом расцепления вполне надежно и зашплинтовано, закрывают крышку коробки рычагов регулятора безопасности.

Настройку каждого из бойков целесообразно сделать таким образом, чтобы числа оборо-

тов срабатывания отличались между собой на 20—30 об/мин.

Совместная проверка — расхождение бойков без повышения числа оборотов, с помощью масляного устройства. Во время этой проверки оба клинка соединены с рычагом расцепления и срабатывание бойков сопровождается отключением турбины. Как из бойков сработал — установить нельзя. Число оборотов турбины должно быть 3000±15 в минуту.

Проверка производится следующим образом. Выводится ограничительное полукольцо 15 (фиг. 71) золотника 13 масляного устройства регулятора безопасности. Медленно вращают маховичок 14 против часовой стрелки до тех пор, пока не сработает один из бойков. При этом наблюдают за давлением масла по манометру на щите в момент удара бойка о клинок. Затем вращением маховичка 14 по часовой стрелке возвращают золотник в положение, когда ограничительное полукольцо 15 свободно войдет в проточку на золотнике, и вкладывают стопорящий штифт в ограничительное полукольцо.

Раздельная проверка — расхождение бойков без повышения числа оборотов с помощью масляного устройства. Во время этой проверки оба клинка отсоединены от рычага расцепления и срабатывание защиты не сопровождается отключением турбины. Число оборотов турбины во время проверки должно быть равно 3000±15 в минуту.

Осторожно удаляют пальцы 6 и 7 (фиг. 70), соединяющие рычажки 14 и 13 с рычагом расцепления, при этом рукой удерживают рычаг расцепления, прижимая его к рычагу включения с тем, чтобы не произошло случайное отключение турбины.

Рычажок 13 ставят в такое положение, чтобы его верхняя плоскость совпадала с верхней плоскостью рычага расцепления, чем обеспечивается требуемый зазор в 1 мм между клинком и головкой бойка. Рычажок 14 отводится вверх, благодаря чему клинок отводится от бойка. Затем действуют маховичком 14 (фиг. 71) золотника масляного устройства регулятора безопасности так, как указано в предыдущем разделе, до тех пор, пока не сработает боек, что будет отмечено по удару бойка о клинок и повороту вверх рычажка 13 (фиг. 70). Необходимо заметить в этот момент показание манометра на щите, показывающего давление сработки бойка 1.

Вслед за этим вращением маховичка 14 (фиг. 71) по часовой стрелке переводят золотник в положение, когда давление масла на «выбывание» исчезнет и появится давление на «возвращение» бойка. Контрольным моментом «возвращения» бойка будет отсутствие ударов о клинок при совмещении верхней плоскости рычажка 13 (фиг. 70) с верхней плоскостью рычага расцепления.

Аналогично описанному выше производится проверка «расхождения» бойка 11.

После окончания проверки действия бойков следует вернуть золотник масляного устройства в среднее положение и поставить на место его ограничительное полукольцо и контрольный штифт.

Проверка действия дополнительной защиты от повышения числа оборотов. При холостом ходе турбины синхронизатор полностью выводится из работы путем вращения его маховичка по часовой стрелке. После этого по указателю хода муфты регулятора скорости записывается положение муфты, а по ручному тахометру — обороты турбины. Затем открывают крышку или освобождают замок золотника для повышения оборотов. Медленным вращением маховичка 19 золотника 17 (фиг. 69) против часовой стрелки повышают обороты турбины до тех пор, пока не сработает автоматический затвор сжегшего пара. В момент его посадки наблюдатели должны одновременно записать положение муфты регулятора скорости, которое должно лежать в пределах 16,5±0,5 мм, давление масла за золотником регулятора безопасности (по манометру на щите), которое должно быть в пределах 6,0—6,5 кг/см², и обороты турбины. После проверки золотник 17 ставится на нижний упор и закрывается крышкой или замком.

При проверке дополнительной защиты от повышения оборотов необходимо помнить указания, сделанные при описании действия этой защиты, а именно — не допускать дальнейшего повышения оборотов золотником 17 в случае, если муфта скорости уже дошла (по указателю хода) до положения 17 мм, а давление масла в системе защиты еще не упало. Кроме того нужно следить за повышением оборотов турбины и выключить ее от руки, если обороты превысят 3360 в минуту.

Проверка и «расхождение» бойков регулятора безопасности с помощью масляного устройства при работе турбины под нагрузкой. Как указывалось выше, при описании

масляного устройства регулятора безопасности, приняв специальные меры предосторожности, можно произвести «раскачивание» бойков и проверку того, что они не заклинили при работе турбины под нагрузкой. При этой проверке следует помнить, что в случае аварийного сброса нагрузки во время проверки (отключение масляного выключателя генератора) необходимо немедленно расцепить рычаги.

Явление сброса нагрузки может быть замечено по мегаваттметру, по изменению шума

работы турбины или изменению оборотов по тахометру.

Проверку действия бойков их «раскачиванием» и под нагрузкой турбины следует производить только при вынужденной особыми обстоятельствами невозможности отключения турбины и удлинении в связи с этим срока между двумя нормальными проверками сверх 2000 часов. При этом нагрузку турбины рекомендуется снизить до 25% от нормальной.

Глава четырнадцатая

ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН

§ 56. Система регулирования конденсационных турбин

На фиг. 72 (вкладка) изображена схема регулирования и защиты конденсационных турбин ВК-100-2, ВК-50-1 и ВК-25-1.

На этой схеме показаны все элементы масляной системы и системы парораспределения, с которыми связана система регулирования и защиты. Все механизмы, аппараты и устройства, изображенные на схеме, были описаны в предыдущих параграфах.

Ниже описывается действие системы регулирования в целом при работе, пуске и остановке турбины.

Действие системы регулирования при работающей турбине. При работающей турбине подача масла в систему регулирования осуществляется главным масляным насосом, причем для нормальной работы регулирования давление масла в напорной системе должно составлять $12 \pm 0,1$ кг/см², а в системе смазки подшипников, после маслоохладителей, — $0,4$ кг/см². Поддержание этих давлений осуществляется автоматически — редукционным и сливными клапанами.

Открытие клапанов парораспределения работающей турбины зависит только от положения муфты регулятора скорости, перемещающей с помощью рычажной системы золотники $\varnothing 60$ и $\varnothing 45$ регулятора скорости. Положение же муфты в свою очередь определяется числом оборотов турбины и натяжением пружин регулятора скорости и синхронизатора.

Рассмотрим два случая работы турбины: 1) когда турбина работает на выделенную сеть, причем мощность турбины в каждый дан-

ный момент равна мощности, потребляемой сетью, и 2) когда турбина работает на большую электрическую сеть со многими другими турбинами и мощностью, потребляемая сетью, во много раз превосходит мощность, которую развивает данная турбина.

В первом случае изменение нагрузки, развиваемой турбиной, зависит только от потребителей электроэнергии, присоединенных к сети, и не может произвольно регулироваться воздействием на органы управления турбиной. Мощность, развиваемая турбиной, всегда автоматически равна мощности, потребляемой сетью, причем изменение нагрузки турбины происходит следующим образом.

Допустим, что мощность сети возросла вследствие приключения к ней еще одного потребителя или увеличения нагрузки уже работающих потребителей. Увеличение нагрузки приведет к некоторому уменьшению числа оборотов турбины в пределах неравномерности регулятора скорости (см. § 45).

В связи с уменьшением оборотов, грузы регулятора скорости несколько сближаются и связанная с ними муфта регулятора переместится влево. Соединенная с муфтой качающийся рычаг через валик и рычаги золотника регулятора скорости переместит вниз из среднего положения золотник $\varnothing 60$, что вызовет подачу напорного масла в полость над поршнем $\varnothing 105$ золотника $\varnothing 45$ и перемещение этого золотника вниз с восстановлением среднего положения золотника $\varnothing 60$.

При перемещении золотника $\varnothing 45$ вниз давление импульсного масла увеличивается (см. § 47), что вызывает перемещение вверх из среднего положения золотника сервомотора,

вследствие чего напорное масло поступит в камеру под поршнем сервомотора, а камера над поршнем окажется соединенной со сливом в систему смазки подшипников. Поршень сервомотора при этом пойдет вверх и откроет регулирующие клапаны свежего пара, а конец рычага обратной связи сервомотора, опустившись, сожмет пружину золотника сервомотора, благодаря чему золотник вернется в среднее положение несмотря на возросшее давление импульсного масла под ним. После этого движение поршня сервомотора и регулирующих клапанов прекратится и они останутся в новом положении, соответствующем увеличенной мощности турбины.

При этом, если не воздействовать на синхронизатор, новые обороты, соответствующие увеличенной нагрузке, окажутся несколько меньшими, чем до увеличения нагрузки. Величина изменения оборотов определяется степенью неравномерности регулирования скорости турбины и, как указывалось в § 4, составляет $4,0 \pm 0,5\%$ для турбин БК-100-2, БК-50-1 и БК-25-1, т. е. при изменении нагрузки турбины от холостого хода до полной число оборотов турбины уменьшится на $3,5\text{—}4,5\%$ от нормального.

С помощью синхронизатора можно, несмотря на изменившуюся нагрузку, восстановить прежнее число оборотов. Для этого необходимо несколько увеличить сжатие пружины синхронизатора. При этом грузы регулятора скорости обнаружат тенденцию сблизиться и муфта регулятора скорости переместится влево, т. е. в сторону, соответствующую дополнительному открытию клапанов. Однако, как указывалось выше, нагрузка турбины, несмотря на это, увеличиться не может, так как турбина работает на выделенную сеть, мощность которой определяется только подключенными к ней потребителями.

В связи с этим дополнительное (очень небольшое) открытие клапанов приведет при сохранении прежней нагрузки к увеличению числа оборотов турбины.

Синхронизатор позволяет установить при любой нагрузке число оборотов от 97 до 103% от нормального.

Иначе протекает процесс регулирования и управления турбиной, когда она работает параллельно с другими на сеть большой мощности. В этом случае мощность, отдаваемая сетью потребителям, равна *сумме мощностей*, развиваемых всеми параллельно работающими турбинами. Если суммарная мощность потреби-

лей в данный момент меньше суммы номинальных мощностей параллельно работающих турбин, то распределение нагрузки между турбинами может быть любым — одни турбины могут работать с полной нагрузкой, другие с частичной. Однако при этом все турбины будут независимо от их нагрузки работать с одинаковым числом оборотов, соответствующим частоте электрического тока сети, которая равна, нормально, 50 гц. Число оборотов турбин при этом будет равно точно 3000 в минуту.

Если частота сети изменяется, то число оборотов всех турбин, работающих параллельно, также изменится, причем изменению частоты на 1 гц соответствует 60 об/мин.

В случае изменения частоты сети регулирование параллельно работающих турбин реагирует следующим образом. При понижении частоты число оборотов турбины, работающей параллельно с сетью, падает, грузы регулятора скорости сходятся и связанная с ними муфта перемещается влево. Это вызывает те же последствия, которые были описаны выше при анализе работы регулирования турбины, питающей выделенную сеть, т. е. повышение давления импульсного масла, подъем поршня сервомотора, открытие клапанов и увеличение мощности, развиваемой турбиной.

Таким образом, снижение частоты сети приводит к автоматическому повышению нагрузки турбины, работающей параллельно с другими на общую сеть. Повышение же частоты сети вызовет противоположные перемещения органов регулирования и снижение нагрузки турбины.

В связи с различной степенью неравномерности регулирования параллельно работающих турбин, изменение частоты сети вызовет неодинаковое изменение нагрузки параллельно работающих турбин. Те из них, степень неравномерности которых больше, в меньшей степени изменят свою нагрузку; турбины же с малой степенью неравномерности изменят свою нагрузку сильнее.

Однако с помощью синхронизатора можно в параллельно работающих турбинах произвольно изменять нагрузку. Действительно, несмотря на то, что число оборотов турбины будет строго соответствовать частоте сети, можно, увеличив или ослабив сжатие дополнительной пружины синхронизатора, изменить положение грузов регулятора скорости (а следовательно, и его муфты). Для каждого числа оборотов в пределах неравномерности регули-

рования можно изменить нагрузку турбины от холостого хода до полной. Для этого, увеличив сжатие дополнительной пружины (вращением маховичка синхронизатора против часовой стрелки) или уменьшив его (вращением маховичка по часовой стрелке), изменяют суммарную силу пружин (синхронизатора и регулятора скорости), приведенных к муфте регулятора. Тем самым заставляют грузы регулятора и его муфту переместиться: в первом случае — влево, что обеспечит увеличение нагрузки при постоянном числе оборотов, или во втором случае — вправо, что обеспечит уменьшение нагрузки при тех же оборотах турбины.

Из сказанного относительно прямой зависимости нагрузки турбин от частоты сети следует, что в случае снижения частоты сети по каким-либо причинам (например из-за внезапного отключения нескольких турбин вследствие сетевой аварии) оставшиеся в работе турбины могут сильно перегрузиться, так как частота сети при такой аварии упадет.

Для предотвращения перегрузки турбины при падении частоты сети или для ограничения нагрузки турбины до определенной величины по каким-либо другим причинам (например при неисправности в проточной части) служит ограничитель мощности, препятствующий движению вниз золотника $\varnothing 45$. Если вследствие снижения частоты золотник регулятора скорости, опустившись, сел на ограничитель, — категорически запрещается вращать маховичок синхронизатора против часовой стрелки (в сторону повышения нагрузки). Для предотвращения вышеуказанного неправильного воздействия на синхронизатор на рычаге регулятора скорости имеется электрический контакт, который в этом случае замкнется и вызовет появление на щите управления сигнала «убавить» нагрузку.

Таким образом, процесс регулирования и управления работающей конденсационной турбины может быть кратко описан следующим образом.

При работе одиночной турбины на выделенную сеть регулятор скорости поддерживает пределах неравномерности регулирования постоянное число оборотов турбины. При изменении нагрузки от полной до холостого хода число оборотов изменяется на величину, равную равномерности регулирования. В связи с этим грузы регулятора скорости и муфта регулятора едут переменное положение, зависящее от груза.

Мощность турбины всегда автоматически ина мощности потребителей, питаемых сетью,

на которую подключен генератор. Изменение мощности этих потребителей, благодаря действию системы регулирования, вызывает равное изменение мощности турбины. Изменять нагрузку, воздействуя на органы регулирования, невозможно.

Синхронизатором можно изменять обороты турбины в пределах от 97% до 103% от номинальных (3000 об/мин) при любой нагрузке турбины.

При работе турбогенератора параллельно с другими на общую сеть число оборотов турбины определяется частотой сети.

Изменение частоты сети приводит к изменению нагрузки турбины, так как при изменении числа оборотов турбины, вызванном изменением частоты сети, муфта регулятора, перемещаясь, меняет положение золотника $\varnothing 45$ и в связи с этим изменяет давление импульсного масла, управляющего сервомотором.

Воздействие на синхронизатор приводит к изменению нагрузки турбины независимо от числа оборотов (частоты сети), с которыми турбина работает.

Действие системы регулирования при пуске турбины. При неработающей турбине, во время подготовки ее к пуску, и при малых оборотах снабжение системы регулирования и смазки маслом осуществляется пусковым масляным турбонасосом. Давление масла в системе регулирования устанавливается, как и при работе турбины, равным 12 кг/см^2 , а в системе смазки подшипников после маслоохладителей — $0,4 \text{ кг/см}^2$. Муфта регулятора скорости находится при этом на левом упоре, золотник $\varnothing 60$ ЗРС в среднем положении, а золотник $\varnothing 45$ в нижнем положении — немного выше упора. При этом предполагается, что рычаги регулятора безопасности сцеплены и золотник регулятора безопасности, в связи с этим, находится в верхнем положении.

Пружина синхронизатора полностью ослаблена вращением маховичка приспособления по часовой стрелке. Кроме того, ограничитель мощности выведен из работы, т. е. стрелка, указывающая его положение, несколько ниже деления «В» шкалы.

При нижнем положении золотника $\varnothing 45$ давление импульсного масла близко к 12 кг/см^2 , в связи с чем поршень сервомотора находится на верхнем упоре и регулирующие клапаны открыты полностью.

Указанные выше положения муфты регулятора скорости, золотника $\varnothing 45$, поршня серво-

мотора и клапанов регулирования сохраняются в течение пуска турбины до тех пор, пока число оборотов не достигнет примерно 2700 в минуту. При дальнейшем повышении оборотов центробежная сила, развиваемая грузами регулятора, окажется достаточно большой, чтобы преодолеть силу начального натяжения пружин, грузы начнут раздвигаться, муфта регулятора скорости переместится вправо и через качающийся рычаг, валик и рычаги ЗРС и золотник $\varnothing 60$ поднимет золотник $\varnothing 45$ вверх. При этом давление импульсного масла упадет, в связи с чем поршень сервомотора и связанные с ним регулирующие клапаны пойдут на закрытие.

Холостой ход турбины при нормальных параметрах пара и выведенном синхронизаторе получится примерно при 2900 об/мин. Устойчивость холостого хода турбины характеризуется тем, что дополнительное открытие пускового клапана свежего пара на обводной линии главной запорной задвижки не сопровождается большим увеличением оборотов турбины. Обороты холостого хода поддерживаются регулятором скорости, и открытие клапанов соответствует незначительному расходу пара холостого хода. Изменение оборотов до нормальных (3000 об/мин) или до того числа оборотов, которое необходимо для синхронизации турбины с сетью и включении генератора в параллельную работу, достигается воздействием на синхронизатор. Вращая его маховичок против часовой стрелки, повышают число оборотов от 2900 в минуту до необходимого.

После этого турбина, работающая на выделенную сеть, нагружается подключением потребителей, причем регулятор скорости в пределах неравномерности регулирования автоматически поддерживает обороты постоянными. Если желательно иметь независимо от нагрузки постоянное число оборотов, равное 3000 в минуту, то по мере увеличения нагрузки необходимо увеличивать сжатие пружины синхронизатора.

В случае же подключения турбины для параллельной работы на электрическую сеть большой мощности, нагружение турбины, т. е. принятие ею части общей нагрузки сети, производится также синхронизатором, который в данном случае, не изменяя оборотов (остающихся соответствующими частоте сети), заставляет муфту регулятора скорости, а с ней и золотник $\varnothing 45$ ЗРС переместиться в направлении, нужном для открытия клапанов. Обнаруживающаяся при этом тенденция турбины к увеличению числа оборотов влечет за собой уве-

личение электрической нагрузки генератора, а следовательно, и турбины.

Действие системы регулирования при остановке турбины. Остановке турбины предшествует снятие с нее нагрузки. Если турбина работает на выделенную сеть, то снятие нагрузки осуществляется отключением потребителей энергии. При этом число оборотов турбины возрастет в пределах неравномерности регулирования, и в связи с этим грузы регулятора скорости расходятся, муфта регулятора перемещается в направлении к правому упору, качающийся рычаг поворачивает свой валик против часовой стрелки, рычаг ЗРС поднимается кверху, и золотник $\varnothing 60$ своим нижним запяточником открывает слив масла над поршнем $\varnothing 105$ золотника $\varnothing 45$. При этом, так как давление под поршнем $\varnothing 105$ остается практически неизменным, золотник $\varnothing 45$ перемещается кверху, что влечет за собой уменьшение впуска и увеличение слива масла из камеры импульсного масла, а следовательно, и снижение его давления. Следствием этого является перемещение поршня сервомотора и клапанов в сторону закрытия.

Полное отключение потребителей равносильно переходу турбины на холостой ход. Если турбина работала параллельно с другими на общую сеть, то снятие с нее нагрузки осуществляется синхронизатором. Вращая его маховичок по часовой стрелке, ослабляют сжатие дополнительных пружин, и грузы регулятора скорости в связи с этим расходятся при неизменном числе оборотов, соответствующем частоте сети.

При этом муфта перемещается вправо, что влечет за собой, как было описано выше, падение давления импульсного масла и движение клапанов в сторону закрытия. Число оборотов турбины обнаруживает тенденцию к снижению, и электрическая нагрузка генератора, в случае неизменной мощности, отбираемой от сети потребителями, передается с разгружаемого генератора на другие, параллельно с ним работающие. Таким образом, турбина разгружается полностью и возвращается на холостом ходу.

Остановка турбины, работающей на холостом ходу, может быть осуществлена двояко (см. Инструкцию по обслуживанию турбин, гл. 36, § 157). Можно вращением маховика клапана автоматического затвора и затем пускового прекратить доступ пара в турбину. Во-вторых, можно (и так именно следует поступать) расцепить рычаги регулятора безо-

пасности. Вслед затем пружина рычага регулятора безопасности опустит золотник в нижнее положение, при котором откроется слив масла через буксу ЗРБ из камеры поршня масляного выключателя клапана автоматического затвора.

Пружина переместит поршень масляного выключателя, который с помощью серги связан со звездочкой стопорного клапана. Звездочка, повернувшись, даст возможность основной, двоянной пружине опустить клапан и прижать его к седлу, прекратив тем самым доступ пара в турбину.

Кроме того, слив масла из камеры VII золотника $\varnothing 60$ ЗРС вызовет снижение давления масла над поршнем $\varnothing 105$ золотника $\varnothing 45$, в силу чего золотник поднимется до своего верхнего упора. Это вызовет прекращение подачи масла в камеру импульсного масла и открытие слива из нее, т. е. падение импульсного давления под золотником сервомотора и закрытие клапанов регулирования.

Однако в том случае, когда закрыта задвижка на перемычке, соединяющей напорные маслопроводы пускового масляного турбонасоса и масляного электронасоса (см. фиг. 45), регулирующие клапаны могут вновь частично открыться после пуска масляного электронасоса при отсутствии давления в системе маслопровода регулирования. В последнем случае при опущенном до нижнего упора золотнике сервомотора регулирующих клапанов масло из системы смазки проникнет по сливному маслопроводу через золотник сервомотора под поршень сервомотора регулирующих клапанов и вызовет их частичное открытие. Для предотвращения этой возможности необходимо следить за тем, чтобы в условиях нормальной эксплуатации задвижка на перемычке между напорными маслопроводами вспомогательных масляных насосов была открыта полностью. Тогда масло из масляного электронасоса (пройдя по перемычке) не допустит полного снижения давления в маслопроводах системы регулирования, а будет поддерживать в них давление, равное давлению в системе смазки. При этом масло через среднюю часть золотника сервомотора регулирующих клапанов (при нижнем положении золотника) поступит в камеру над поршнем сервомотора, чем предотвратит открытие клапанов.

Эксплуатационные замечания

Из описания конструкций и способа действия аппаратов регулирования ясно, какое

большое значение имеет для работы регулирования чистота масла, за которой при эксплуатации турбин надлежит особенно следить.

В случае обнаружения в масле твердых частиц или шлама, способных закупорить и большие отверстия, масло должно быть повергнуто очистке; кроме того, следует принять меры для предотвращения загрязнения и пор масла. Загрязненное твердыми частицами масло приводит к ускоренному износу золотников.

При ревизии необходимо проверить число отверстий, предназначенных для удара воздуха в золотнике регулятора скорости и в сервомоторах. Следует также проверить чистоту отверстий $\varnothing 1,8$ и $3,0$ мм в редукционном клапане и $\varnothing 2$ и $2,7$ мм в золотнике регулятора скорости.

Совершенно не допускается работа турбины в случае, если давление масла в деферной камере редукционного клапана в работе турбины изменится по сравнению с его значением, которое имело место после визиты турбины. Если такое изменение давления наблюдается, то турбина должна быть остановлена и причины повышения давления устранены.

Во время эксплуатации турбины регулирование нагрузки (при работе в параллель) числа оборотов (при работе на выделенную сеть) должно производиться синхронизатором. Не следует пользоваться для этой цели ограничителем мощности. Надо избегать длительной работы регулирования при введенном ограничителе мощности, так как при этом с меньшей точностью поддерживается по явство частоты сети энергосистемы.

При работе турбины на ограничителе мощности категорически запрещается, чтобы золотник между «каменными» и опорной плоскостью чага золотников регулятора скорости больше $0,4$ мм, так как при этом в сл сброса нагрузки регулирование может сработать (холостой ход рычага) и обороты турбины повысятся до срабатывания зап.

Для предохранения турбины от перегрева при аварийном снижении частоты (в сл параллельной работы) или от недопустимого увеличения нагрузки у потребителей (в случае работы на выделенную сеть) необходимо при максимальной (для данных эксплуатации условий) нагрузке устанавливать ограничитель мощности так, чтобы зазор между ограничителем мощности и валком и чатого шарнира рычагов золотника ре

тора скорости был 0,4—0,5 мм. Для проверки правильности установки ограничителя мощности можно ввести его на величину, вызывающую снижение нагрузки на 1—2 мвт, после чего отвести палец ограничителя на 0,6—0,8 мм по шкале ограничителя.

Необходимо следить за исправностью светового сигнала электроконтакта ограничителя мощности на главном щите станции.

При эксплуатации турбины необходимо систематически производить проверку всех видов защиты турбины согласно указаниям § 55.

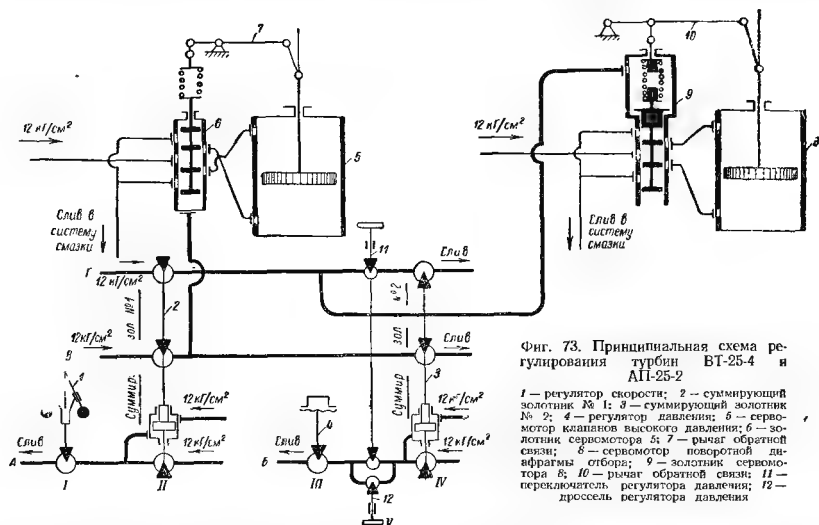
Глава пятнадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН С ОДНИМ ОТБОРОМ ПАРА

§ 57. Принципиальная схема регулирования турбин ВТ-25-3 и АП-25-2

Принципиальная схема регулирования турбин ВТ-25-3 и АП-25-2 изображена на фиг. 73.

грузки турбины, работающей на выделенную сеть, или снижение частоты сети для турбины, работающей параллельно с другими, влечет за собой увеличение открытия как регулирую-



Эта схема обеспечивает следующее действие элементов регулирования и парораспределения.

а) При работе турбины с отбором пара изменение электрической нагрузки вызывает одинаково направленное перемещение клапанов парораспределения на впуске пара в турбину и регулирующей диафрагмы, поддерживающей постоянство давления в отборе. Увеличение на-

ших клапанов свежего пара, так и регулирующей диафрагмы отбора (т. е. увеличение пропуска пара в конденсатор).

Уменьшение нагрузки или повышение частоты сети вызывает прекращение органов парораспределения в противоположном направлении, причем как в этом, так и в предыдущем случае давление отбора должно оставаться практически неизменным.

б) Изменение количества отбираемого пара при постоянной электрической нагрузке влечет за собой противоположно направленную перестановку регулирующих клапанов свежего пара и регулирующих диафрагмы. При увеличении отбора регулирующие клапаны дополнительно открываются, а регулирующая поворотная диафрагма закрывается (т. е. пропуск пара в конденсатор уменьшается). При уменьшении отбора регулирующие клапаны закрываются, а регулирующая диафрагма открывается.

в) При одновременном изменении электрической нагрузки и отбора перестановка клапанов и регулирующей диафрагмы обеспечивает сохранение постоянства в пределах неравномерности регулирования как числа оборотов турбины, так и давления в отборе.

Достигается это следующим образом (фиг. 73). Регулятор скорости управляет дросселем *I* на сливе масла. Функцию дросселя выполняет запелник золотника Ø 45 блока ЗРС. К этому дросселю масло поступает, пройдя предварительно дроссель *II*, который образован нижними окнами «суммирующего золотника» № 1. Положение дросселя *II* определяется расходом масла через золотник регулятора скорости. Давление на кольцевую поверхность суммирующего золотника сверху равно 12 кг/см^2 , а на торец снизу $6,15 \pm 0,25 \text{ кг/см}^2$ при любом равновесном положении суммирующего золотника № 1. Переход дросселя *II* из одного положения в другое происходит следующим образом.

Изменение числа оборотов турбины или натяжения пружины синхронизатора влекут за собой перемещение регулятора скорости и связанного с ним дросселя *I*. В результате этого давление в масляной системе между дросселями *I* и *II* изменится. Если оно увеличится (в результате снижения числа оборотов или увеличения нагрузки), то суммирующий золотник № 1, приподнявшись, прикроет дроссель *II*, уменьшив тем самым поступление масла в проточную систему между дросселями *I* и *II*. Несмотря на уменьшившийся слив масла через дроссель № 1, давление перед ним опустится до $6,15 \pm 0,25 \text{ кг/см}^2$ и суммирующий золотник остановится, заняв новое положение, соответствующее изменившемуся числу оборотов или новой нагрузке турбины. Суммирующие золотники № 1 и 2 имеют еще две группы окон, обеспечивающих переменное поступление и слив масла из двух проточных линий *B* и *Г*, от которых отбирается импульс-

ное давление масла к золотникам сервомоторов регулирующих клапанов свежего пара и регулирующей диафрагмы отбора. Как видно из схемы (фиг. 73), при неподвижном суммирующем золотнике № 2 движение вверх суммирующего золотника № 1 увеличит поступление масла в проточные системы *B* и *Г* при неизменном сливе из них. В связи с этим давление импульсного масла в обеих системах возрастет и откроются дополнительно как регулирующие клапаны свежего пара, так и регулирующая диафрагма.

Таким образом, увеличение электрической нагрузки или снижение оборотов при постоянном положении дросселя *III*, управляемого регулятором давления (т. е. при неизменном давлении в отборе), повлечет за собой одновременное открытие регулирующих клапанов и регулирующей диафрагмы, что и требуется для поддержания постоянными (в пределах неравномерности регулирования) оборотов турбины при изменении нагрузки.

При повышении числа оборотов или при уменьшении нагрузки слив через дроссель *I* увеличивается, суммирующий золотник, опустившись, увеличивает поступление масла в проточную систему *A*, давление масла под суммирующим золотником № 1 восстанавливается, однако этот золотник уже занимает новое положение, при котором поступление масла в проточные системы *B* и *Г* уменьшилось и регулирующие клапаны и диафрагма прикрылись в результате снижения давления импульсного масла золотников соответствующих сервомоторов.

Воздействие проточной системы регулятора давления на положение клапанов свежего пара и регулирующей диафрагмы отбора происходит следующим образом. При повышении давления в отборе, вследствие уменьшения расхода его, слив через дроссель *III* уменьшается, суммирующий золотник № 2 перемещается вверх до тех пор, пока дроссель *IV* не уменьшит поступления масла в проточную систему *B* настолько, что движение золотника № 2 прекращается. В новом положении этого золотника открыты дроссельные окна проточных систем *B* и *Г* изменится в противоположных направлениях. Слив из системы *B* увеличится, а из системы *Г* уменьшится, в связи с чем клапаны свежего пара пойдут на закрытие, а регулирующая диафрагма отбора дополнительно откроется, увеличив пропуск пара в ступени низкого давления. Это повлечет за собой восстановление давления в отборе при

сохранении постоянства электрической нагрузки. При понижении давления в отборе переключения элементов системы будут происходить в обратном направлении.

После сказанного выше нетрудно уяснить действие системы регулирования при одновременном изменении электрической нагрузки и отбора. При конденсационном режиме, когда регулятор давления выключен, т. е. дроссель III оказывается полностью поднятым, суммирующий золотник № 2 должен занимать положение, близкое к верхнему упору. Для установки его в это положение служит дроссель V, который в надлежащем окончательном положении штифтуется на заводе и обеспечивает незначительный слив из рабочей системы Б.

При этом переключатель II регулятора давления устанавливается от руки в нижнее положение, при котором слив из системы Г прекращается полностью, а слив из системы Б, как указано, происходит через дроссель V.

Принципиально важным для работы системы регулирования и маслоснабжения и в данном случае, так же как для систем регулирования конденсационных турбин, является то, что слив масла из сервомоторов клапанов высокого давления и регулирующей диафрагмы происходит в систему смазки. Когда при быстрых изменениях нагрузки редукционный клапан, поддерживающий постоянно напорного давления масла, резко прикрывается, слив из сервомоторов компенсирует уменьшение пропуска масла к подшипникам через редукционный клапан.

§ 58. Блок суммирующих золотников

Блок суммирующих золотников (фиг. 74) представляет собой промежуточное гидравлическое устройство, находящееся под воздействием регулятора скорости и регулятора давления и обеспечивающее связь каждого из двух регуляторов с обеими системами парораспределения — клапанами свежего пара и регулирующей диафрагмой отбора (см. § 57).

По конструкции суммирующие золотники турбин БТ-25-4 и АП-25-2 однотипны и различаются между собой только размерами регулирующих окон букс и расстояниями между запорниками золотников.

Блок суммирующих золотников состоит из двух подвижных золотников I и 2, вставленных в неподвижные буксы 3 и 4, переключателя регулятора давления, состоящего из золотника 5 с ручным маховичком 8 и буксой 6,

и дросселя 7. Дроссель имеет общую буксу с переключателем регулятора давления.

Литой чугунный корпус суммирующих золотников имеет вертикальный фланец, которым он крепится к колонке. Колонка совместно с регулятором давления устанавливается в щите измерительных приборов.

Золотник I и букса 3 образуют систему, обозначенную на принципиальной схеме регулирования (фиг. 73) как «суммирующий золотник № 1», а золотник 2 и букса 4 обозначены на той же схеме как «суммирующий золотник № 2».

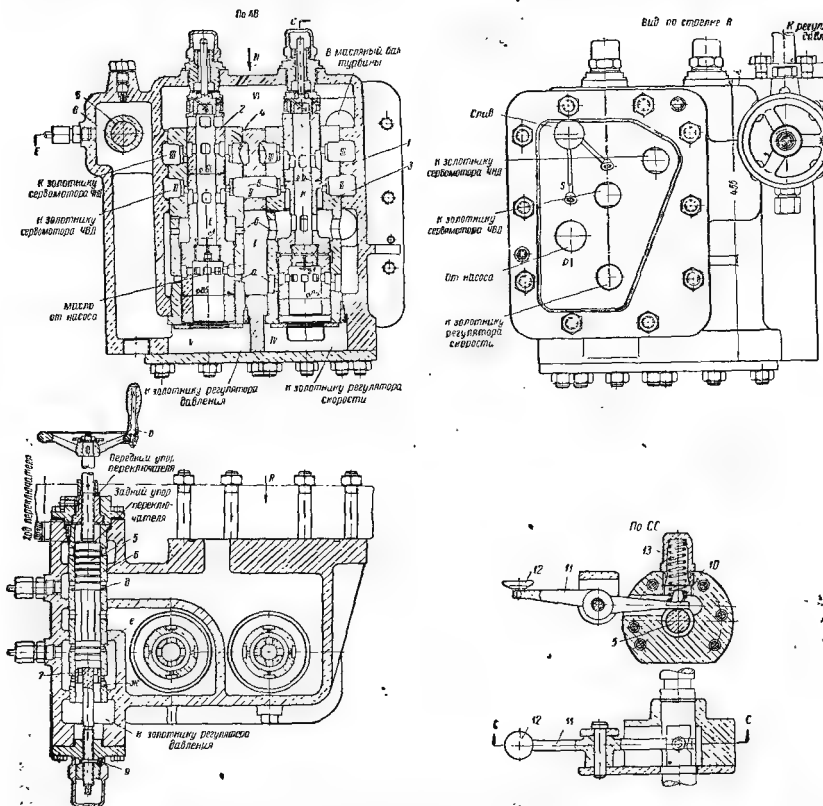
Масло от насоса под давлением 12 кг/см^2 подается в общую для обоих золотников камеру I, откуда оно поступает через окна а и б в буксах обоих золотников к их нижней, утолщенной части.

В каждой буксе на внутреннем диаметре 85 имеется два впускных регулирующих окна а, открытие которых определяется положением отсекающих кромок золотников. Положение же золотников определяется сливом масла из камер IV и V, разобщенных между собой. Золотник регулятора скорости обеспечивает слив из камеры IV, а золотник регулятора давления — из камеры V, как это показано на принципиальной схеме регулирования. Каждый из золотников находится в равновесном состоянии под действием разности сил давления масла, действующих снизу на торцевую площадь золотника (окружность $\varnothing 85$) а сверху — на кольцевую площадь, образованную нижней ($\varnothing 85$) и верхней частью ($\varnothing 60$) золотника. Соотношение этих площадей таково, что в равновесном состоянии под золотниками при любом их положении устанавливается давление около 6 кг/см^2 при давлении над золотником 12 кг/см^2 . Действительно, при изменении давления масла под золотниками вследствие изменения количества масла, сливаемого через золотник регулятора скорости или регулятора давления, нарушается равновесие сил, действующих на суммирующий золотник, и тогда он перемещается в том направлении, которое необходимо для восстановления под ним давления масла около 6 кг/см^2 . Так, например, при снижении давления под золотником сила постоянного давления 12 кг/см^2 , действующая сверху, переместит золотник вниз, что увеличит открытие впускных окон а и, несмотря на повышенный слив масла через золотники регуляторов, давление в полости IV и V восстановится, а суммирующий золотник окажется в новом положении. При повышении давления

масла под золотниками их перемещение будет обратным, что вызовет закрытие впускных окон *a*, и давление в камерах *IV* и *V* станет опять равным около 6 кг/см².

В верхней части бусы, на $\varnothing 60$, имеется два ряда параллельно расположенных регулирующих окон *в* и *г*, которые совокупно с соответ-

ствующими регулирующими кромками зачинок золотников образуют дроссельные элементы проточных систем *B* и *Г*, показанные на принципиальной схеме регулирования (фиг. 73). Напорное масло из полости *K* золотника № 1 через регулирующие окна *в* его бусы поступает в камеры *II* и *III*. За-



Фиг. 74. Блок суммирующих золотников турбин ВТ-25-4 и АП-25-2

1 — суммирующий золотник № 1; 2 — суммирующий золотник № 2; 3 — буска суммирующего золотника № 1; 4 — буска суммирующего золотника № 2; 5 — золотник переключателя отбора; 6 — буска переключателя отбора и дросселя для 7; 7 — дроссель; 8 — маховик переключателя отбора; 9 — штифт дрос-

селя; 10 — фиксирующее устройство, расположенное на внешней стороне колеса регулятора давления; 11 — рычаг фиксирующего устройства; 12 — пружина фиксирующего устройства

масло через соответствующие регулирующие окна в буксе золотника № 2 попадает во внутреннюю полость *Е* этого золотника, откуда сливается через окна в его верхней части в камеру *VI*, имеющую соединение с масляным баком. Таким образом, образуются две параллельные системы, в которых давление в камерах *II* и *III* зависит от положения золотников № 1 и 2. Камера *II* соединена маслопроводом с тупиковой камерой под золотником сервомотора клапанов свежего пара, а камера *III* — с тупиковой камерой над золотником сервомотора регулирующей диафрагмы отбора пара.

Камера *III* имеет перегородку, отделяющую золотник № 1 от золотника № 2. Связь между обими частями камеры *III* возможна только через буксу *б* переключателя регулятора давления. Когда турбина работает на конденсационном режиме, золотник переключателя находится на переднем упоре и окна *д* перекрыты заплочниками золотника *б*. При этом обе части камеры *III* разобщены между собой. Второй заплочник золотника *б* перекрывает окна *е*, соединяющие пространство под суммирующим золотником № 2 (камеру *V*) с регулирующими сливными окнами буквы регулятора давления. В этом положении переключателя давление в той части камеры *III*, которая соединена с камерой над золотником сервомотора регулирующей диафрагмы, становится близким к напорному, так как слив из камеры *III*, происходящий через золотник № 2, невозможен из-за разобщения обеих частей камеры *III* переключателем. При повышенном давлении над золотником сервомотора отбора регулирующая диафрагма полностью открыта, что и требуется при работе турбины на конденсационном режиме.

Для включения регулятора давления и перевода турбины с конденсационного режима на работу с отбором пара вращением маховика 8 против часовой стрелки переводит золотник переключателя на задний упор. При этом окна *д* и *е* в буксе *б* открываются последовательно — окна *д* через 8—10 оборотов маховика, а окна *е* через 18—19 оборотов. При открытии окон *д* масло из камеры *III* поступит к суммирующему золотнику № 2, давление в камере *III* и над золотником сервомотора отбора снизится и регулирующая диафрагма отбора прикроется на величину, требующуюся для повышения давления пара в отборе. Полный ход переключателя между передним и задним упором равен 30 мм, что соответствует 30 оборотам маховика переключателя.

Для предотвращения самопроизвольного перемещения переключателя при работе турбины, в конструкции его предусмотрено специальное фиксирующее приспособление, укрепленное на внешнем щите колонки регулятора давления возле штока переключателя, описание которого приводится ниже.

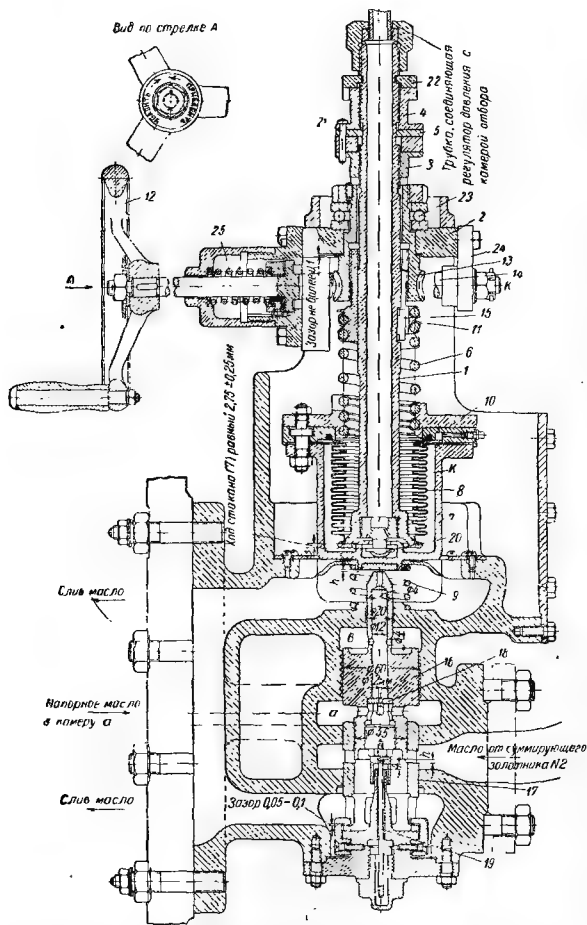
В кольцевую выточку штока золотника переключателя, находящегося на упоре, входит конец рычага *II*, прижимаемого к штоку пружиной *13*. Для перемещения золотника необходимо нажать на кнопку *12* и повернуть несколько раз маховичок 8 золотника, после чего отпустить кнопку *12* и продолжать вращение маховичка. Рычаг при этом будет скользить по поверхности штока до тех пор, пока не войдет во вторую кольцевую выточку на нем. Расстояние между выточками равно ходу золотника между упорами.

Как указывалось при описании принципиальной схемы регулирования (§ 57), проточная система регулятора давления снабжена дросселем, обеспечивающим требуемое положение суммирующего золотника № 2 при конденсационном режиме работы турбины. Это положение близко к верхнему упору золотника.

Дроссель золотника № 2 расположен на одной оси с золотником переключателя регулятора давления и имеет с ним общую буксу.

Дроссель состоит из золотника 7, входящего в буксу *б*. Положение этого золотника устанавливается при испытании на заводе и фиксируется штифтом 9. При конденсационном режиме, когда нижний заплочник золотника переключателя закрывает окна *е*, масло из под золотника № 2 (камера *V*) поступает к регулирующим окнам регулятора давления только через окна *ж* дросселя. Площадь окон *ж* меньше площади регулирующих щелей буквы регулятора давления, находящегося на верхнем упоре (т. е. при выключенном отборе). Таким образом, положение золотника № 2 при закрытом переключателе определяется сливом через окна *ж* дросселя. Открытие окон дросселя производится при регулировке его положения вращением наружного конца золотника 7 по часовой стрелке, что выполняется при заводских испытаниях блока суммирующих золотников. При эксплуатации турбины положение дросселя, установленное на заводе, не должно подвергаться изменению.

Для удаления воздуха из всех тупиковых камер золотников и корпуса имеются отверстия $\varnothing 1$ мм. При ревизии турбины нужно проверять чистоту всех этих отверстий, так как



Фиг. 75 Регулятор давления

1 — полый шток регулятора; 2 — крышка корпуса регулятора; 3 — нижняя гайка, крепящая шток; 4 — верхняя гайка, крепящая шток; 5 — специальная шпонка, препятствующая вращению штока; 6 — пружина регулятора; 7 — подвижной стакан; 8 — гармошечная мембрана; 9 — дополнительная пружина, центрующая стакан; 10 — крышка стакана; 11 — нижняя гайка пружины; 12 — верхняя подвижная гайка пружины; 13 — массивная червяка; 14 — червячное колесо; 15 — червяк; 16 — шпонка, препятствующая вращению подвижной гайки; 17 — 10 — чашечка регулятора давления; 18 — букса золотника; 19 — диафрагма $\varnothing 2$ мм; 20 — хвостик золотника; 21 — головка штока 1 (верхний упор); 22 — штифт, стопорящий гайку 3, 4 и специальную шпонку 5; 23 — установочное кольцо; 24 — упорный винтовой подпятник червячного колеса; 25 — задняя опора червяка; 26 — тормозящая пружина на концах червяка 14

скопления воздуха вредно отражаются на работе регулирования.

§ 59. Регуляторы давления

Регуляторы давления являются импульсными органами систем регулирования турбин с теплофикационным и производственным отборами, реагирующими на изменение давления в отборах. Регулятор давления поддерживает постоянно давление регулируемых отборов в пределах заданной неравномерности регулирования.

Регуляторы давления теплофикационного отбора 1,2 — 2,5 ата и производственного — 8—13 ата, применяемые в системах регулирования турбин ВТ-25-4, ВПТ-25-2 и АП-25-2, одностопные и отличаются только в части мембран, пружин растяжения и штока.

Регуляторы давления располагаются совместно с суммирующими золотниками на колонке, установленной в щите измерительных приборов.

Конструкция регулятора давления показана на фиг. 75. Полый шток регулятора 1 с помощью трубки соединяется с камерой отбора. Шток закреплен на крышке корпуса регулятора 2 с помощью двух гаек и, кроме того, удерживается от проворачивания специальной шпонкой 5. К штоку и пружине растяжения посажен стакан 7, связанный со штоком также гармошечной мембраной, которая нижним концом

припаяна к штоку, а верхним к крышке стакана. Таким образом, стакан 7 имеет подвижную связь со штоком и давление внутри него (полость К) соответствует давлению в камере отбора турбины. Во избежание перекоса стакана он центруется дополнительной пружиной 9.

При изменении давления пара в отборе стакану сообщается вертикальное перемещение, так как нарушается равновесие сил, действующих на стакан со стороны обеих пружин и мембраны, с одной стороны, и силы давления пара — с другой. Ход стакана ограничен упорам и равен $2,75 \pm 0,25$ мм.

Пружина 6 своим нижним концом жестко заделана в гайку, изготовленную за одно целое с крышкой стакана 10, а верхним концом в подвижную гайку 11. Натяжение пружины может изменяться посредством вращения маховика 12, приводящего в движение червячную пару 13 и 14. При вращении червячного колеса гайка 11, удерживаемая от вращения шпоной 15, получает поступательное движение, так как она связана с внутренней резьбой червячного колеса 13. Один оборот маховика 12 соответствует $0,25$ мм перемещения гайки 11.

В нижней части корпуса регулятора имеется золотник 16. Перемещение этого золотника приводит к изменению открытия двух окон в бунке 17. Через эти окна масло, поступающее от суммирующего золотника № 2, управляемого регулятором давления, сливается в бак (см. фиг. 73 и 80).

Положение золотника 16 определяется положением стакана 7, которое, в свою очередь, зависит от давления пара в камере отбора и натяжения пружины 6. Передача движения стакана золотнику происходит, как указано ниже.

В камеру а под поршень золотника подведено напорное масло под давлением 12 кг/см². Это масло через радиальные сверления в золотнике поступает в его внутреннюю полость, в которой установлена дроссельная диафрагма 18 с диаметром отверстия 2 мм. Внутренняя полость золотника через вторую группу радиальных сверлений сообщается с камерой в над поршнем и через осевое отверстие — «сплю» в верхнем торце золотника, со сливом.

Зазор h между торцом золотника и дном подвижного стакана 7 практически при работе регулятора давления остается постоянным. Действительно, при увеличении зазора возрастает слив масла из сопла; следовательно, падает давление масла за диафрагмой 18 и уси-

лие, действующее на поршень золотника снизу, становится больше силы давления масла в камере в. В результате этого золотник поднимется и, приблизившись к дну стакана, ограничит слив через сопло до величины, необходимой для восстановления давления масла в камере в, при котором имеет место равновесие сил, действующих на золотник.

Если стакан 7 вследствие увеличения давления в камере отбора опустится, уменьшится тем самым зазор h и слив из сопла, давление в камере в возрастет (при сохранении постоянного давления 12 кг/см² в камере а) и золотник опустится на величину, необходимую для восстановления требуемого давления в камере в. Соотношение активной площади над поршнем золотника 16 к площади под ним таково, что для равновесия золотника необходимо, чтобы давление над поршнем было около 6 кг/см². При диаметрах диафрагмы 2 мм и сопла 4 мм величина зазора h составляет около $0,25$ мм.

Описанный механизм передачи движения стакана 7 золотнику приводит к тому, что слив масла из-под суммирующего золотника определяется положением стакана 7, т. е. давлением в камере отбора (при постоянном натяжении пружины регулятора давления).

Золотник регулятора давления оканчивается хвостовиком 19, который при эксплуатации закрыт колпачковой гайкой и служит для замера положения золотника при испытаниях регулятора.

Регулятор давления снабжен указателем натяжения пружины, который расположен на шпите колонки над маховичком для натяжения пружины. Вращение маховичка посредством системы зубчатых колес передается на стрелку указателя. Весь диапазон шкалы равен 30 делениям. Если вращением маховичка против часовой стрелки поставить указатель шкалы на деление «25», то это приведет к такому растяжению пружины 6, при котором смещение стакана 7 возможно только при давлении в нем $13,5$ ата — для регулятора давления производственного отбора ($8-13$ ата) и $2,7$ ата — для регулятора давления теплофикационного отбора ($1,2-2,5$ ата). Следовательно, при этом положении регулятор давления окажется выключенным, так как стакан 7 будет прижат внутренней поверхностью к шаровой поверхности головки штока 20 (верхний упор). Окна в бунке 17 нижней части золотника 16 регулятора давления при этом окажутся максимально открытыми.

§ 60. Блок золотника регулятора скорости турбин с отбором пара

Блок золотника регулятора скорости (ЗРС), показанный на фиг. 76, унифицирован для трех типов турбин с регулируемыми отборами (ВТ-25-4, АП-25-2 и ВПТ-25-3).

ЗРС турбин с регулируемыми отборами служит для передачи импульса от регулятора скорости к суммирующему золотнику № 1, образуя с ним проточную систему А, как это показано на принципиальной схеме регулирования (фиг. 73).

ЗРС турбин с регулируемыми отборами отличается от ЗРС конденсационных турбин только конструкцией золотника Ø 45. Поэтому здесь мы ограничиваемся описанием специфических особенностей ЗРС этих турбин.

В камеру IV корпуса ЗРС масло поступает из-под поршня суммирующего золотника № 1. Подвод напорного масла с давлением $12 \pm \pm 0,1$ кг/см² в проточную систему, образованную суммирующим золотником № 1 и ЗРС, осуществляется через окна в буксе суммирующего золотника № 1, открытие которых регулируется кромкой поршня этого золотника (см. принципиальные схемы регулирования). Слив же масла происходит через окна в буксе 5 золотника Ø 45, открытие которых регулируется запеликами К этого золотника. Для под-

держания суммирующего золотника в равновесном положении давление масла под его поршнем должно быть равно около 6,0 кг/см², что и достигается за счет необходимого соотношения открытий выпускных окон в буксе этого золотника и сливных окон в буксе золотника Ø 45. Открытие же сливных окон в буксе золотника зависит от положения запелика К, т. е. определяется положением муфты регулятора скорости, который таким образом управляет суммирующим золотником № 1 (см. описание принципиальной схемы регулирования и конструкции блока суммирующих золотников).

Перемещение золотника Ø 45 при изменении числа оборотов турбины или при изменении натяжения дополнительной пружины синхронизатора происходит так, как это было описано применительно к ЗРС конденсационных турбин.

Таким образом, основное отличие ЗРС турбин с отборами от ЗРС конденсационных турбин заключается в том, что для первых давление импульсного масла определяется совместной работой суммирующего золотника № 1 и золотника ЗРС Ø 45, выполняющего только функцию сливного дросселя, в то время как золотник Ø 45 конденсационных турбин объединяет в своей конструкции как выпускной, так и сливной дроссель, полностью образуя проточную систему, управляемую регулятором скорости.

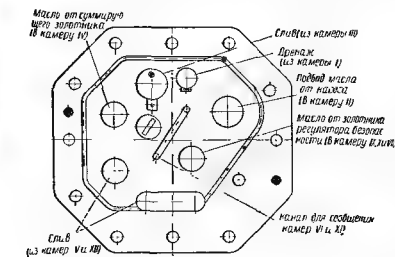
§ 61. Сервомоторы регулирующих диафрагм

Сервомоторы поворотных диафрагм регулирующих отборов 1,2—2,5 ата и 8—13 ата, изображенные на фиг. 77 и 78, представляют собой механизмы, действующие силой давления масла и предназначенные для приведения в действие рычажной системы, перемещающей поворотные кольца регулирующих диафрагм (см. § 42).

Так же как и сервомоторы клапанов свежего пара, сервомоторы регулирующих диафрагм имеют двухстороннее действие — сила давления масла перемещает их как в сторону открытия (вверх), так и закрытия (вниз).

Сервомоторы регулируемых отборов крепятся на цилиндре турбины к вертикальному фланцу специального кронштейна возле камеры отбора. В корпусе 1 сервомотора расположены поршни 2 и золотники 3, управляющие перемещением поршней.

Назначение камер в корпусе золотника ясно из фиг. 77 и 78.



- 1 — корпус блока золотника; 2 — золотник Ø 60; 3 — букса золотника Ø 60; 4 — золотник Ø 45; 5 — букса золотника Ø 45; 6 — букса золотника Ø 45; 7 — пружина растяжения золотника Ø 60; 8 — рычаг муфты регулятора скорости; 9 — рычаг золотников Ø 45 и Ø 60; 10 — серьга, связывающая рычаг золотников с золотниками Ø 45 и Ø 60; 11 — кронштейн ограничителя мощности; 12 — палец; 13 — корпус ограничителя мощности; 14 — шарик, ручного привода ограничителя мощности; 15 — червячное колесо; 16 — механизм указателя положения ограничителя мощности; 17 — шпоночные шарниры серег золотников; 18 — золотник для испытания регулятора безопасности повышения числа оборотов; 19 — муфта золотника 18. Нумерация внутренних камер в корпусе блока золотников конденсационных турбин

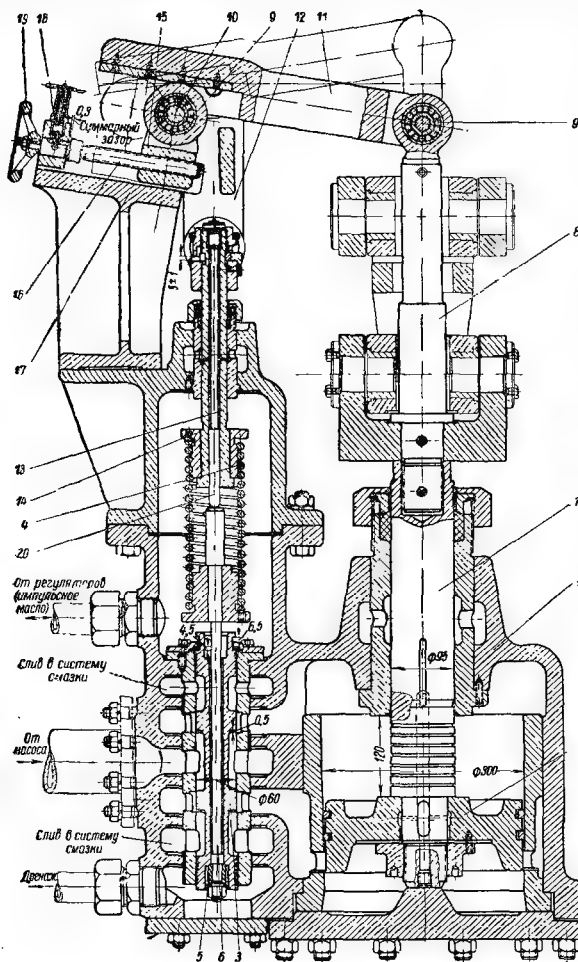
Отличительной особенностью сервомоторов регулирующих диафрагм по сравнению с сервомоторами клапанов свежего пара (см. § 49)

является подвод импульсного масла к золотнику сверху, а не снизу и наличие пружины растяжения 4 вместо пружины сжатия для уравнивания силы давления масла.

Соединение пружины растяжения с золотником выполнено шарнирным — золотник 3 опирается шаровой поверхностью на гайку 5, закрепленную на штоке 6, проходящем через осевое сверление золотника. Шток своей верхней частью связан с нижней тарелкой пружины 4. Гибкость такого соединения уменьшает возможность появления поперечных к оси золотника усилий, которые увеличили бы силу трения между золотником и буксой и тем самым нечувствительность сервомотора.

Работа сервомотора происходит следующим образом.

При увеличении давления импульсного масла золотник 3 перемещается вниз, увеличивая натяжение пружины 4. При перемещении вниз золотника камера парового масла от насоса соединяется с полостью под поршнем сервомотора, а камерой



Фиг. 77. Сервомотор регулирующий диафрагмы отбор 1,2—2,5 атм

- 1 — корпус сервомотора; 2 — поршень сервомотора; 3 — золотник; 4 — пружина растяжения; 5 — гайка со сферической поверхностью; 6 — шток золотника; 7 — шток поршня сервомотора; 8 — стойка; 9 — гонимый шарнир; 10 — ось вращения рычага обратной связи; 11 — рычаг обратной связи; 12 — серьга обратной связи; 13 — шток обратной связи; 14 — верхняя тарелка пружины; 15 — подвижная опора; 16 — винт для перемещения подвижной опоры; 17 — кронштейн подвижной опоры; 18 — стойка перемещения подвижной опоры; 19 — маховик перемещения опоры; 20 — шток толкающий золотник при быстром движении сервомотора на закрытие

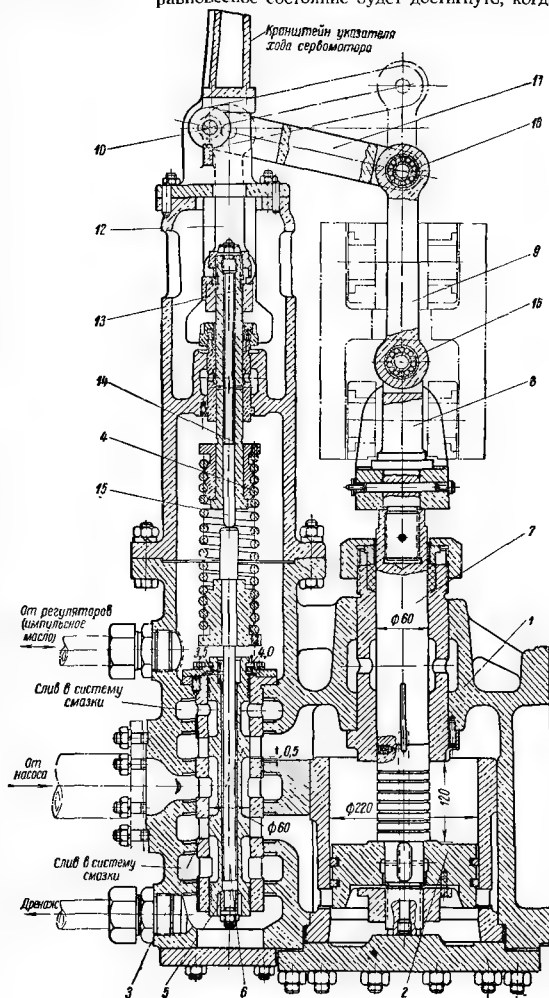
над поршнем соединяется с камерой слива в систему подшипников.

Поршень перемещается вверх и через шток 7 и рычажную систему поворачивает в сторону открытия поворотное кольцо регулирующей диафрагмы. Одновременно с этим шток сервомотора через стойку 8 (у сервомотора отбора 1,2—2,2 ата) или через серьгу 9 (у сервомотора отбора 8—13 ата) повернет вокруг оси опоры 10 рычаг обратной связи 11, который через серьги 12, шток обратной связи 13 и верхнюю тарелку 14 дополнительно растянёт пружину 4 до тех пор, пока золотник не вернется обратно в свое среднее положение, что вызовет прекращение движения поршня сервомотора.

Новое состояние равновесия между силой пружины и возросшей силой давления импульсного масла будет соответствовать увеличившемуся пропуску пара из камеры отбора в последующие ступени турбины, т. е. увеличению нагрузки при неизменном расходе отбора, или же — уменьшившемуся расходу отбора при неизменной электрической нагрузке (для турбин с одним регулируемым отбором).

При уменьшении давления импульсного масла процесс работы сервомотора бу-

дет протекать в обратном направлении. Новое равновесное состояние будет достигнуто, когда



Фиг. 78. Сервомотор регулирующей диафрагмы отбора 8—13 ата 1 — корпус сервомотора; 2 — поршень сервомотора; 3 — золотник сервомотора; 4 — пружина растяжения; 5 — втулка со сферической опорной поверхностью; 6 — шток золотника; 7 — шток поршня сервомотора; 8 — стойка; 9 — серьга; 10 — ось вращения рычага обратной связи; 11 — рычаг обратной связи; 12 — серьга обратной связи; 13 — шток обратной связи; 14 — верхняя тарелка пружины; 15 — шток толкающий золотник при быстром движении сервомотора на закрытие; 16 — импульсные шарниры

поршень сервомотора, опустившись вниз через обратную связь, уменьшит натяжение пружины настолько, чтобы в среднем положении золотника сила пружины уравновешивала уменьшившееся давление импульсного масла на золотник.

Опора рычага обратной связи сервомотора регулирующей диафрагмы отбора 8 -13 *ата* выполнена неподвижной, а в сервомоторе отбора 1,2 2,5 *ата* опора 15 при помощи винта 16 может перемещаться по кронштейну 17. Это устройство используется для улучшения качества регулирования по скорости и давлению при переходе на работу с давлением отбора выше 2,0 *ата* (вместо обычных 1,2 *ата*).

Перемещение опоры 15 производится следующим образом: подняв вверх стопор 18, вращают маховичок 19 до тех пор, пока опора не займет требуемого положения по шкале давления, укрепленной на кронштейне опоры; после этого стопор освобождается и под действием пружины опускается в гнездо винта.

Передвижка опоры обратной связи не является обязательной. Она имеет единственной целью — сокращение необходимости в ручной подрегуловке электрической нагрузки при изменении отбора при давлении 1,2—2,5 *ата*. При возвращении к работе с давлением в отборе 1,2 *ата* обязательно возвратить опору в положение, отмеченное на шкале цифрой «1,2 *ата*». То же самое должно быть выполнено при переходе на работу с выключенным отбором.

Для смягчения удара штока поршня 7 о нижнюю крышку при быстром закрытии сервомотора (например при расцеплении рычагов регулятора безопасности) предусмотрены два устройства.

Первое устройство заключается в том, что поршень сервомотора выполнен таким образом, что по мере приближения к нижнему упору он

своей кромкой закрывает окна в рубашке корпуса 1 и слив масла из-под поршня происходит через зазор между поршнем и рубашкой. Это вызывает уменьшение скорости движения поршня на последних 4—6 мм его хода и смягчает удар штока о крышку.

Второе устройство заключается в том, что при мгновенном и значительном падении давления импульсного масла золотник под действием силы натяжения пружины пойдет вверх до упора, что обеспечит наибольшее открытие регулирующих щелей в бусе золотника. Сервомотор быстро пойдет на закрытие и, дойдя до некоторого положения (35 мм по указателю для сервомотора отбора 1,2—2,5 *ата* и 60 мм для сервомотора отбора 8—13 *ата*), при помощи стержня 20 (для сервомотора отбора 1,2—2,5 *ата*) и 15 (для сервомотора отбора 8—13 *ата*) начнет толкать шток 6 и через него золотник вниз. Вследствие этого по мере дальнейшего закрытия сервомотора будет все сильнее уменьшаться открытие регулирующих щелей в бусе золотника и скорость перемещения поршня сервомотора уменьшится, что смягчит удар штока о крышку.

Во избежание вредного влияния на работу регулирования воздуха, скопнящегося в тупиковых камерах сервомотора, последний непрерывно дренируется в слив через отверстие диаметром 1 мм в пробках, установленных в верхних точках тупиковых камер. При ревизии сервомоторов нужно следить за чистотой этих отверстий.

Для уменьшения нечувствительности сервомотора почти во всех шарнирных соединениях его установлены шариковые подшипники, состояние которых также нужно проверять во время ревизий. Следует также проверить состояние поверхностей золотника и бусы, которые не должны иметь следов трения и задира.

Глава шестнадцатая

ОБЩЕЕ ОПИСАНИЕ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТУРБИН ВТ-25-4 И АП-25-2

§ 62. Описание системы регулирования турбин с одним отбором пара

Общая схема регулирования и маслоснабжения турбин ВТ-25-4 и АП-25-2 показана на фиг. 79 (вкладка). Как видно из схемы, системы маслоснабжения и защиты этих турбин

вполне подобны соответствующим системам конденсационных турбин.

Действие системы регулирования было разъяснено в § 57 при описании принципиальной схемы. Поэтому в настоящем параграфе приводятся только некоторые дополнительные сведения, необходимые для понимания особен-

ностей системы регулирования турбин ВТ-25-4 и АП-25-2.

Действие системы регулирования при пуске турбины, холостом ходе и конденсационном режиме. При пуске турбины, начиная ориентировочно с 2700 об/мин, грузы регулятора скорости под действием центробежной силы начинают расхожиться и муфта регулятора, перемещаясь вправо, повернет валик качающегося рычага. Золотник Ø 45 блока ЗРС поднимется, увеличив открытие регулирующих окон в буксе на сливе масла из камеры, соединенной с полостью под суммирующим золотником № 1. Давление масла под суммирующим золотником № 1 обнаружит тенденцию к снижению и золотник № 1 переместится вниз настолько, чтобы увеличенное открытие нижних окон в буксе этого золотника (на впуске напорного масла в полость под ним) скомпенсировало увеличившийся слив через регулирующие окна в буксе золотника Ø 45.

При этом давление под суммирующим золотником останется равным примерно $6,0 \text{ кг/см}^2$ и движение его приостановится, так как в полость под ним будет поступать столько же масла, сколько сливается через золотник регулятора скорости.

При перемещении золотника № 1 вниз давление импульсного масла, управляющее золотником сервомотора клапанов свежего пара, будет падать и сервомотор и связанные с ним посредством рычажной связи регулирующие клапаны пойдут на закрытие.

Золотник № 2 блока суммирующих золотников, управляемый регулятором давления, при этом не меняет своего положения, так как переключатель регулятора давления закрыт. Импульсное давление масла, управляющее золотником сервомотора регулирующей диафрагмы отбора независимо от положения золотника Ø 45 ЗРС и суммирующего золотника № 1 будет близко к 12 кг/см^2 и сервомотор и регулирующая диафрагма останутся полностью открытыми.

Холостой ход турбины при нормальном давлении свежего пара перед регулируемыми клапанами получится примерно при 2900 об/мин, что соответствует положению муфты регулятора скорости по шкале на делении $8,5 \pm 0,5 \text{ мм}$ для турбины ВТ-25-4 и $8,9 \pm 0,5 \text{ мм}$ — для турбины АП-25-2.

Синхронизатором устанавливается нужное для синхронизации генератора число оборотов холостого хода.

Процесс регулирования турбины ВТ-25-4 и АП-25-2 при конденсационном режиме достаточно ясен из описания принципиальной схемы. Отличие от действия системы регулирования конденсационных турбин будет заключаться только в том, что в данном случае изменение давления импульсного масла осуществляется воздействием регулятора скорости на суммирующий золотник № 1 с помощью золотника Ø 45, а не непосредственно золотником Ø 45, как в конденсационных турбинах.

При конденсационном режиме, когда задвижки на паропроводе отбора закрыты, регулирование отбора должно быть отключено, так как в противном случае регулирующая диафрагма открыта не полностью и пропуск пара в ступени низкого давления сопровождается некоторым его дросселированием.

Включение регулирования отбора и действие системы регулирования при работе турбины с отбором пара. Перевод турбины с работы на конденсационном режиме на работу с регулируемым отбором пара состоит из двух операций — включения регулятора давления и присоединения потребителей пара.

Последовательность действий персонала при выполнении вышеуказанных операций приводится в инструкции (см. § 159). Нужно помнить при выполнении этих операций, что при конденсационном режиме, когда отбор выключен, пружина регулятора давления растянута настолько, что регулятор находится на своем верхнем упоре и окна в буксе золотника открыты в наибольшей степени. Кроме того, в результате закрытия переключателя регулятора давления суммирующий золотник № 2 находится близко к верхнему упору и давление масла под ним определяется не перемещениями золотника регулятора давления, а открытием окон дросселя суммирующего золотника № 2. В связи с этим импульсное масло над золотником сервомотора регулирующей диафрагмы имеет давление около 12 кг/см^2 , и поворотное кольцо диафрагмы открыто полностью. Включение отбора производится медленным открытием переключателя отбора, причем до того, как вступит в работу регулятор давления, не следует полностью открывать переключатель, так как это может привести к повышению давления в отборе сверх номинального и к открытию предохранительных клапанов на паропроводе отбора.

Переключатель отбора открывают настолько, чтобы давление в камере отбора незначи-

тельно превысило требуемое значение. Затем следует ослабить натяжение пружины регулятора давления настолько, чтобы давление в камере отбора снизилось до требуемого значения, что будет свидетельствовать о включении регулятора в работу (при этом поршень соответствующего сервомотора сдвинется на 2—3 мм в сторону открытия). Только после этого следует продолжить дальнейшее открытие переклочателя отбора, причем незапланированный расход пара в отбор дается еще до полного открытия переклочателя.

После того как переклочатель открыт полностью, изменение давления в камере отбора производится изменением натяжения пружины регулятора давления. Для увеличения давления надо вращением маховика регулятора давления против часовой стрелки увеличить натяжение пружины, для уменьшения давления — ослабить натяжение пружины вращением маховика по часовой стрелке.

Полное присоединение потребителей пара производится после включения регулирования отбора.

Важно для нормальной работы регулирования, чтобы трубка, подводящая пар из камеры отбора к регулятору давления, была заполнена паром, а не водой, за исключением вертикального участка непосредственно у регулятора и корпуса мембраны, которые должны быть заполнены водой. Достигается это тем, что трубка, подводящая пар к мембране регулятора давления, за исключением небольшого вертикального участка у регулятора, прокладывается с постоянным уклоном в сторону паропровода отбора. Скопление воды в этой трубке может быть причиной колбасаний давления, вызванных «качанием» регулирования.

Заполненность трубки паром или водой проверяется по температуре трубки.

При работе турбины с отбором пара неравномерность регулирования, т. е. величина сплинения установленного давления пара в камере отбора при изменении расхода отбора от нуля до номинального, составляет: для отбора от 8 до 13 ата — $1,2 \text{ кг/см}^2$ и для отбора от 1,2 до 2,5 ата — $0,25 \text{ кг/см}^2$.

Действие системы регулирования турбин при работе с отбором пара достаточно ясно из описания принципиальной схемы (см. § 57). Изменение количества отбираемого пара при неизменной электрической нагрузке влечет за собой изменение давления в камере отбора и в корпусе мембраны регулятора давления и перемещение золотника этого регулятора.

Этим изменяется слив масла из-под суммирующего золотника № 2, который, перемещаясь, воздействует своими верхними окнами на слив масла из проточных систем импульсного масла золотников сервомоторов регулирующих клапанов свежего пара и регулирующей диафрагмы. Если количество отбираемого пара возросло, т. е. давление в камере отбора упало, то перемещение регулятора давления и суммирующего золотника № 2 обеспечат дополнительное открытие клапанов регулирования свежего пара и закрытие регулирующей диафрагмы.

Если же количество отбираемого пара уменьшится, то увеличение давления в отборе вызовет противоположные перемещения регулятора и парораспределения и количество свежего пара, поступающего в турбину, уменьшится, а пропуск пара из камеры отбора в ступени низкого давления увеличится.

Если, как следствие изменения отбора пара, наблюдается изменение электрической нагрузки (при работе и параллель) или числа оборотов (при работе турбины на выделенную сеть), то воздействием на синхронизатор может быть установлен требующийся режим.

Для подрегулировки давления и камере отбора пользуются приспособлением для изменения натяжения пружины мембраны регулятора давления.

Изменение электрической нагрузки приводит к перемещениям муфты регулятора скорости и связанного с ней золотника Ø 45, через бокс которого происходит слив масла из-под суммирующего золотника № 1. Перемещение этого золотника вызывает одинаково направленное изменение давления импульсного масла как в системе сервомотора клапанов свежего пара, так и в системе сервомотора регулирующей диафрагмы.

Для перехода на конденсационный режим с выключенным отбором предварительно отключают потребителей пара закрытием задвижек на линии отбора, затем переклочатель регулятора давления переводится в положение «выключено» и пружина регулятора давления натягивается до положения соответствующего по шкале делению 25 мм. Кроме того, должны быть закрыты вентиль на трубке, соединяющей камеру отбора с корпусом регулятора давления и паровой игольчатый клапан регулятора давления. Атмосферный игольчатый клапан регулятора давления должен быть открыт.

Указания по обслуживанию регулирования турбин см. в гл. 36.

Эксплуатационные замечания

Дополнительно к указаниям, общим для теплофикационных и конденсационных турбин (см. § 53), необходимо следить за исправностью предохранительных и обратных клапанов на линиях отборов.

Предохранительные клапаны должны быть отрегулированы следующим образом. Клапаны

на паропроводе отбора 8—13 ата должны открываться при давлении $13,3 \pm 0,1$ кг/см² по манометру. Клапаны на паропроводе отбора 1,2—2,5 ата должны открываться при давлении $2,9 \pm 0,1$ кг/см².

Обратные клапаны на всех линиях регенеративных и теплофикационных отборов должны проверяться на надежность срабатывания и плотность закрытия.

Глава семнадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИНЫ ВПТ-25-3 С ДВУМЯ ОТБОРАМИ ПАРА

§ 63. Принципиальная схема регулирования

Принципиальная схема регулирования турбины ВПТ-25-3 показана на фиг. 80, а полная схема регулирования — на фиг. 82 (вкладка). Все элементы этой схемы, за исключением блока суммирующих золотников, были описаны раньше.

Как будет видно из дальнейшего, действие системы регулирования обеспечивает сохранение практически неизменными: электрической нагрузки при изменении количества пара обоих отборов, давления пара в отборах при изменении электрической нагрузки, наконец, электрической нагрузки и давления любого из отборов при изменении количества другого отбора.

Для достижения такого действия системы регулирования в данном случае, так же как в схеме регулирования турбин ВТ-25-4 и АП-25-2, регулятор скорости и регуляторы давления отборов воздействуют на промежуточное гидравлическое устройство — блок суммирующих золотников, — которое обеспечивает необходимую связь между каждым из регуляторов и тремя сервомоторами органов парораспределения турбины.

Работа системы происходит следующим образом.

Действие системы при изменении электрической нагрузки и постоянных количествах отбора пара. Изменение электрической нагрузки или частоты сети вызывает перестановку дросселя *I*, управляемого регулятором скорости. Функцию этого дросселя выполняет средний запяточный золотник Ø 45, с помощью которого регулируется слив масла из полости под суммирующим золотником № 1.

Увеличение электрической нагрузки приведет к сокращению слива из полости под сумми-

рующим золотником № 1 и, следовательно, к некоторому повышению давления под ним. Золотник переместится вверх, так как сверху на уплотненную часть золотника действует постоянное давление 12 кг/см². При этом положение суммирующих золотников № 2 и № 3 не изменится. Перемещение вверх суммирующего золотника № 1 вызовет (как это видно по расположению дросселей, связанных с ним и образованных верхними окнами золотника и его буссы) увеличение выпуска масла в три проточные системы: *A*, *B* и *B*.

Давление в этих системах должно в связи с этим возрасти, так как суммирующие золотники № 2 и 3 остались в прежнем положении и слив масла из проточных систем *A*, *B* и *B*, происходящий через верхние регулирующие окна этих золотников, остается неизменным.

Увеличение давления в проточных системах равносильно увеличению давления импульсного масла, действующего на золотники трех сервомоторов, которые в связи с этим пойдут на открытие. Это повлечет за собой увеличение выпуска пара в турбину, что обеспечит сохранение нормального числа оборотов несмотря на возросшую нагрузку (при одиночной работе турбин) или сделает возможным увеличение нагрузки при работе турбины в параллель.

Дополнительное открытие регулирующих диафрагм обоих отборов, т. е. увеличение выпуска пара в последующие ступени и в конденсатор, исключает повышение давления в отборах несмотря на увеличение расхода пара.

Движение суммирующего золотника № 1 вверх прекратится тогда, когда выпуск масла в проточную систему регулятора скорости, определяемый положением дросселя *II*, изменится (благодаря перемещению суммирующего

лирующих окон в верхней части золотника), таково, что при перемещении золотника вниз слив масла из проточной системы *А* уменьшается, давление импульсного масла золотника сервомотора клапанов свежего пара возрастет и поршень сервомотора пойдет на открытие, увеличивая выпуск пара в турбину. Слив масла из проточной системы *Б* увеличится и давление импульсного масла золотника сервомотора отбора 8—13 *ата* упадет. Поршень сервомотора регулирующей диафрагмы отбора 8 13 *ата* пойдет на закрытие, т. е. уменьшит пропуск пара в ступени низкого давления. То же самое произойдет с давлением масла и с перемещением поршня сервомотора регулирующей диафрагмы отбора 1,2—2,5 *ата*.

Естественно, что перемещение золотника № 2 вверх, которое может явиться следствием уменьшения отбора 8—13 *ата*, вызовет обратные перемещения поршней трех сервомоторов.

Нетрудно проследить за действием регулирования при изменении количества отбора с давлением 1,2 2,5 *ата*. При перемещении золотника № 3 вниз, в случае увеличения количества отбора, давление масла в проточных системах *А* и *Б* увеличивается и поршни сервомоторов клапанов свежего пара и регулирующей диафрагмы отбора 8—13 *ата* пойдут на открытие. Сервомотор же диафрагмы отбора 1,2—2,5 *ата* прикроется, уменьшив пропуск пара в последующие за отбором ступени. В результате давление в отборе 1,2—2,5 *ата* восстановится без изменения нагрузки турбины и давления в отборе 8 13 *ата*.

Действие пререклосателей отборов и дросселей *IV* и *VII* такое же, как в схеме регулирования турбин ВТ-25-4 и АП-25-2.

Так же как в турбинах других типов, в турбине ВПТ-25-3 постоянное давление масла после главного масляного насоса, равное 12 кг/см^2 , поддерживается масляным редукционным клапаном, а слив масла из сервомоторов производится в систему смазки подшипников.

§ 64. Блок суммирующих золотников турбины ВПТ-25-3

Блок суммирующих золотников турбины ВПТ-25-3 (фиг. 81), так же как соответствующий блок турбин ВТ-25-4 и АП-25-2, является промежуточным гидравлическим устройством, получающим в данном случае импульс от трех регуляторов: регулятора скорости и двух регу-

ляторов давления отборов (8—13 и 1,2—2,5 *ата*).

Три параллельные проточные системы блока суммирующих золотников находятся одновременно под воздействием каждого из трех регуляторов. В результате этого, как видно из принципиальной схемы регулирования (фиг. 80), каждый из регуляторов воздействует с помощью блока суммирующих золотников одновременно на сервомоторы клапанов свежего пара и регулирующих диафрагм отборов 8—13 и 1,2—2,5 *ата*.

Блок суммирующих золотников вместе с регуляторами давления расположен на колонке, установленной в ците измерительных приборов. Маховички для перевода работы турбины с конденсационного режима на режим с отбором пара и наоборот, а также указатели и маховички для изменения натяжения пружин регулятора давления вынесены на переднюю стенку.

Блок суммирующих золотников состоит из трех подвижных золотников 1, 2 и 3, которые вставлены в три неподвижные буквы 4, 5 и 6, двух переключателей 7 и 8 и двух дросселей 9 и 10, расположенных в общем литом чугунном корпусе.

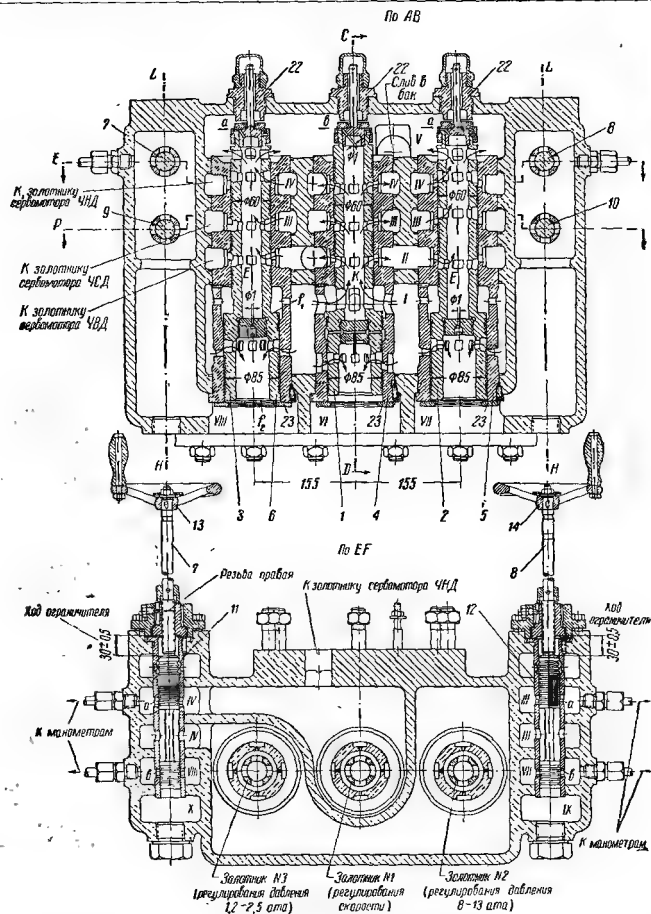
Суммирующие золотники находятся в равновесном состоянии под действием разности сил давления масла, воспринимаемых кольцевой поверхностью f_1 и торцевой f_2 , причем диаметры верхней и нижней частей золотников равны 60 и 85 мм.

В каждой буксе на $\varnothing$ 85 имеется два впускных регулирующих окна, открытие которых определяется положением отсекающих кромок золотников.

Напорное масло из общей для всех трех золотников камеры *I* поступает через регулирующие окна в буксах и в золотниках в разделенные между собой камеры *VI*, *VII* и *VIII*.

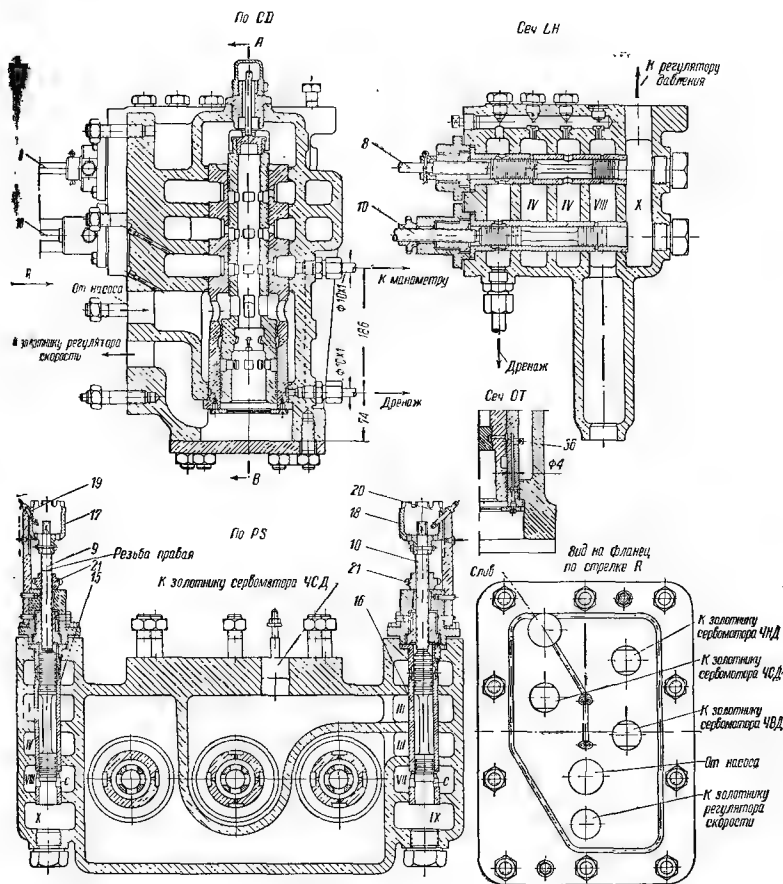
Площади f_1 — кольцевые, на которые действует давление напорного масла, и f_2 — торцевые, на которые действует давление масла, подвергшегося дросселированию при прохождении через отсекающие кромок золотников, выбраны таким образом, что для равновесного положения золотников, с учетом их веса, давление под ними должно быть равно около 6 кг/см^2 при давлении напорного масла 12 кг/см^2 .

Это давление автоматически поддерживается при работе турбины с выключенными и действующими регуляторами следующим образом: из камеры *VI* масло поступает к регулирующим сливным окнам золотника регулятора



Фиг. 81. Блок суммирующих

1 — суммирующий золотник № 1; 2 — то же, № 2; 3 — то же, № 3; 4 — буква суммирующего золотника № 1; 5 — то же, № 2; 6 — то же, № 3; 7 — переключатель отбора 1,2-2,5 ата; 8 — то же, отбора 6-13 ата; 9 — пружина проточной системы регулятора давления 1,2-2,5 ата; 10 — то же, регулятора давления 6-13 ата; 11 — буква золотника переключателя отбора 1,2-2,5 ата;



золотников турбины ВПТ-25-3

12 — то же, отбора 8—13 ата; 13 — маховичек переключателя отбора 1,2—2,5 ата; 14 — то же, отбора 8—13 ата; 17 и 18 — коромысла гайки дросселей отборов; 19 и 20 — штифты для стопорения коромыслов гайки дросселей; 21 — верхний упор золотников; 22 — нижний упор золотников

скорости, образуя проточную систему, управляемую регулятором скорости; из камеры VII масло поступает к регулирующим сливным окнам золотника регулятора давления 8—13 *ата*, а из камеры VIII к сливным регулирующим окнам золотника регулятора давления 1,2—2,5 *ата*, причем образуются две проточные системы, управляемые каждая только одним из регуляторов давления.

Сохранение давления масла около 6 *кГ/см²* в камерах VI, VII и VIII обеспечивается тем, что площади открытия впускных регулирующих окон в буксах золотников № 1, 2 и 3 всегда приблизительно равны площадям открытия сливных окон в золотниках регуляторов скорости и давления, связанных с камерами под золотниками 1, 2 и 3.

Изменение давления под суммирующими золотниками (в результате перемещения регуляторов скорости или давления) вызывает изменение положения золотников в таком направлении, чтобы открытие площадей впускных регулирующих окон (на $\Sigma 85$) оказалось равным открытию сливных площадей регулирующих окон соответственно в золотниках регулятора скорости и регуляторов давления. В результате этого давление под золотниками восстанавливается, но золотник остается в новом положении.

В верхней части букс золотников № 1, 2 и 3 (инв $\Sigma 60$) имеется три ряда параллельно расположенных регулирующих окон, открытие которых определяется положением отсекающих кромок золотников, т. е. положением самих золотников. Напорное масло из внутренней полости К золотника № 1 через три ряда впускных окон поступает в камеры II, III и IV, откуда проходит через впускные регулирующие окна букс № 2 и 3 во внутренние полости E соответствующих золотников, а затем сливается через верхние сливные окна в камеру V, сообщающуюся с масляным баком.

Таким путем выполнены три проточные масляные системы, обозначенные на принципиальной схеме регулирования буквами А, Б и В (см. фиг. 80).

Верхняя проточная система - камера IV — сообщается с туниковой камерой над золотником сервомотора регулирующей диафрагмы отбора 1,2—2,5 *ата*. Камера III сообщается с туниковой камерой над золотником сервомотора регулирующей диафрагмы отбора пара 8—13 *ата*. Камера II сообщается с туниковой камерой под золотником сервомотора клапанов свежего пара. Камеры III и IV имеют верти-

кальные перегородки, как это видно из фиг. 75. Эти перегородки делят каждую из камер (III и IV) на две части, отделяя золотник № 1 от золотников № 2 и 3.

Сообщение между собой обсах частей каждой из камер возможно только через окна в буксе переключателей отборов 1,2—2,5 и 8—13 *ата*, как это видно из разрезов по EF и PS на фиг. 81.

Когда турбина работает на конденсационном режиме, — переключатели отборов закрыты и обе части каждой из камер III и IV разобщены. Когда турбина работает с одним или двумя отборами, — один или оба переключателя открыты, сообщая между собой обе части соответствующих камер.

Переключатели обоих отборов одинаковы по конструкции и расположены симметрично по обе стороны корпуса суммирующих золотников. Каждый переключатель состоит из подвижного золотника (7 и 8) и неподвижной буксы (II и I2). Вращением маховиков 13 и 14 против часовой стрелки золотники перемещаются от своего переднего упора до заднего, ход между которыми равен 30 мм, что соответствует 30 оборотам маховика.

Для предотвращения самоотвинчивания золотников переключателей во время работы турбины, предусмотрено специальное фиксирующее приспособление, которое было описано в § 55.

При перемещении переключателей от переднего упора до заднего, окна в буксах а и б открываются последовательно. Окна а, соединяющие обе части камер III и IV, уже полностью открыты при 8—10 оборотах, тогда как окна б, соединяющие пространства под золотниками (камеры VII и VIII) с регулирующими сливными окнами регуляторов давления, начинают открываться при 18—19 оборотах.

При открытии окон а масло из камер III и IV, окружающих золотник № 1, получает доступ к суммирующим золотникам № 2 и № 3, через окна в которых оно может сливаться в камеру V. В связи с этим падает давление масла в проточных системах импульсного масла золотников сервомоторов регулирующих диафрагм и диафрагмы прикрываются поворотными колымами до тех пор, пока давление в камерах отборов не станет равным необходимой величине. При закрытых переключателях (окна а закрыты) давление импульсного масла в камерах III и IV близко к напорному, в связи с чем сервомоторы регулирующих диафрагм занимают положение наибольшего открытия.

Окна *b* переключателей отбора соединяют подсосы под суммирующими золотниками № 2 и 3 с регуляторами давления отборов 1,2—2,5 и 8—13 *ата* (см. принципиальную схему регулирования — фиг. 80 и полную схему регулирования на фиг. 82).

Площадь открытия окон *b* значительно больше установленной площади открытия дросселей 9 и 10, и при открытых окнах *b* положение золотников № 2 и 3 будет зависеть только от открытия регулирующих сливных окон золотников регуляторов давления.

Дроссели 9 и 10 (на принципиальной схеме IV и VII) обеспечивают требуемое при конденсационном режиме положение суммирующих золотников № 2 и 3. Дроссели по конструкции одинаковы. Они расположены по обе стороны корпуса суммирующих золотников, ниже переключателей: слева дроссель золотника № 2, справа — золотника № 3. Каждый дроссель состоит из золотника (9 и 10) и бусы (15 и 16). Положение золотников дросселей

устанавливается при испытании на заводе вращением корончатых гаек 17 и 18 и фиксируется штифтами 19 и 20 и при работе не изменяется.

При конденсационном режиме переключатели отборов находятся в положении, когда окна *b* закрыты и масло из камер VII и VIII (под золотниками № 2 и 3) сливается к регулирующим окнам регуляторов давления только через окна с дросселей, имеющих меньшую площадь, чем площадь регулирующих целей регуляторов давления. В связи с этим регуляторы давления, находящиеся при конденсационном режиме на верхнем упоре, не оказывают влияния на положение суммирующих золотников № 2 и 3, которое определяется площадью окон *c*.

Подъемы золотников ограничиваются упорами — нижним упором является кольцо 23, верхним — три пробки 22. Подъем золотника № 1 равен $13 \pm 0,1$ мм, подъемы золотников № 2 и 3 — $2,5-3$ мм.

Глава восемнадцатая

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

§ 65. Принципиальная схема регулирования турбин ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4

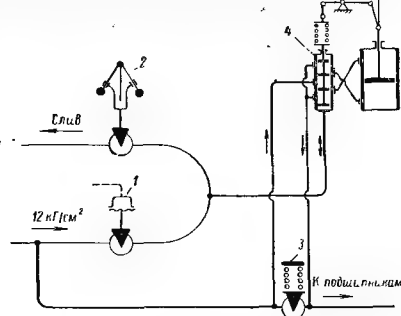
Принципиальные схемы регулирования турбин типа ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4 одинаковы. На фиг. 83 показана общая принципиальная схема регулирования обеих турбин. Масло поступает от насоса турбины при давлении 12 кг/см^2 в проточную систему, состоящую из двух последовательно поставленных дросселей 1 и 2. Первый из них управляется регулятором давления 1, мембрана которого находится под действием давления за турбиной (противодавления). Второй дроссель управляется регулятором скорости 2.

Между первым и вторым дросселями соединена линия импульсного масла, с помощью которой давление на участке между дросселями сообщается с камерой под золотником 4 сервомотора клапанов регулирования. Принцип действия и конструкция золотника и сервомотора регулирующих клапанов предвключенных турбин те же, что для остальных турбин высокого давления конструкции ЛМЗ (см. § 60).

При работе блока турбин, состоящего из предвключенной турбины ВР-25 и турбин низ-

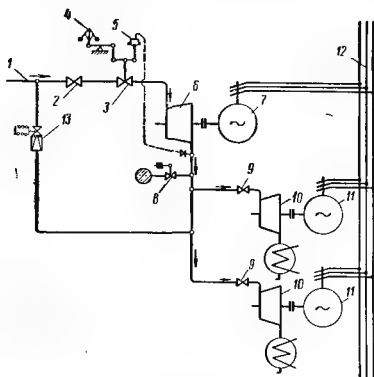
кого давления, система регулирования турбин ВР-25 обеспечивает действие входящих в нее элементов регулирования и парораспределения в соответствии с приведенным ниже описанием.

В случае изменения нагрузки турбин низкого давления, питаемых паром от предвключенной турбины (фиг. 84), давление пара



Фиг. 83. Принципиальная схема регулирования турбин типов ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4

за предвключенной турбиной изменяется. При увеличении нагрузки турбин низкого давления это давление падает. Регулятор давления турбины ВР-25 в этом случае поднимет управляемый им дроссель, в связи с чем поступление напорного масла в проточную систему увеличится, так как регулятор скорости при работе турбин в параллель на большую электрическую сеть с мало меняющейся частотой не изменит положения второго дросселя. В результате давление импульсного масла возрастет, золотник сервомотора поднимется, что вызовет



Фиг. 84. Принципиальная схема паровых и электрических линий предвключенного турбогенератора типа ВР-25 и двух конденсационных турбогенераторов низкого давления

1 - свежий пар; 2 - главная запорная задвижка; 3 - регулирующие клапаны; 4 - регулятор скорости; 5 - регулятор давления; 6 - турбина типа ВР; 7 - генератор; 8 - предохранительные клапаны; 9 - запорные клапаны турбин н. д.; 10 - турбины н. д.; 11 - генераторы; 12 - общая электрическая сеть; 13 - редукционно-охладительная установка

движение сервомотора в направлении открытия регулирующих клапанов до тех пор, пока возросшее усилие пружины обратной связи не вернет золотник сервомотора в среднее положение. Однако это наступит лишь после того, как благодаря дополнительному открытию регулирующих клапанов свежего пара давление за предвключенной турбиной возрастет до величины, соответствующей установке регулятора давления (в пределах свойственной ему степени неравномерности). В результате такого действия системы регулирования возра-

стет и нагрузка предвключенной турбины в соответствии с увеличившимся пропуском пара через нее.

При уменьшении нагрузки турбин низкого давления (в случае работы блока параллельно на электрическую сеть большой мощности) действие системы будет обратным вышеописанному. Таким образом, при включенном регуляторе противодействия, при питании паром турбин низкого давления только от предвключенной турбины нагрузка последней определяется нагрузкой турбин низкого давления, а число оборотов всей группы турбин определяется частотой сети, на которую параллельно включены электрические генераторы турбоагрегатов. Регулятор скорости при неизменной частоте сети нагрузкой турбины не управляет.

При выключенном регуляторе давления в работе турбины ВР-25 и турбин низкого давления параллельно на общую электрическую сеть, при понижении частоты сети, нагрузка увеличится и распределится между турбоагрегатами соответственно степеням неравномерности регулирования каждой из турбин. В этом случае давление за турбиной ВР-25 меняется в зависимости от пропуска пара через турбины низкого давления.

При повышении частоты сети нагрузка группы турбин уменьшится и давление за турбиной ВР-25 также может измениться в широких пределах.

Однако такая работа блока является ненормальной. Турбины типа ВР-25, как и любые другие предвключенные турбины, рассчитаны на параллельную работу с турбинами низкого давления на общую электрическую сеть.

Работа турбины ВР-25 с выключенным регулятором противодействия не рекомендуется.

Регулятор скорости турбин ВР-25 позволяет управлять турбиной при синхронизации ее с сетью и вступает в действие при сбросе нагрузки, ограничивая вызванное сбросом нагрузки повышение числа оборотов.

Общая схема регулирования турбин типов ВР-25-18-4 и ВР-25-31-3 показана на фиг. 86 (вкладка). Ее главной отличительной особенностью является конструкция блока золотников регуляторов скорости и давления, описание которого дано ниже в § 66.

В остальном схема, аппараты и механизмы системы регулирования турбин типа ВР одинаковы со схемами, аппаратами и механизмами конденсационных турбин и турбин с отборами и потому в отдельном описании не нуждаются.

§ 66. Блок золотников регуляторов турбин типа ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4

Блок золотников регуляторов турбин типа ВР-25, изображенный на фиг. 85, представляет собой устройство, в котором перемещение софлей регулятора скорости и мембраны регулятора давления вызывают изменение давления импульсного масла, управляющего открытием сервомотора клапанов парораспределения. В блоке золотников фиг. 85 функции дросселей регулятора скорости и регулятора давления, показанных на принципиальной схеме фиг. 83, выполняют соответственно золотник $\varnothing 45$ и золотник регулятора давления 17. Блок золотников турбин ВР-25 имеет рычажные связи золотников $\varnothing 45$ и $\varnothing 60$ с муфтой регулятора скорости и этих же золотников между собой, аналогичные соответствующим рычажным связям в блоках золотников регуляторов скорости конденсационных турбин и турбин с отбором пара. Отличительной особенностью блока турбин ВР-25 является расположение в нем следящего золотника регулятора давления 17 (см. ниже). Регулятор давления смонтирован на корпусе золотников, представляя с ним один общий сборочный узел. То же относится и к ограничителю мощности. Конструкция блока золотников обеспечивает, как и в других турбинах высокого давления, закрытие клапана автоматического затвора при срабатывании защиты (регуляторов безопасности) или при перемещении муфты регулятора скорости на $16,5 \pm 0,4$ мм, т. е. при повышении числа оборотов сверх максимально допустимых. Тем самым система блока золотников выполняет функции «дополнительной защиты».

Для испытания регуляторов безопасности повышением числа оборотов, в конструкции блока золотников предусмотрен управляемый вручную золотник 35, снабженный маховиком (см. описания блоков золотников конденсационных турбин и турбин с отбором пара). С помощью этого золотника можно на холостом ходу турбины при испытании защиты повысить обороты до срабатывания бойков регуляторов безопасности.

Блок золотников установлен на передней стенке корпуса переднего подшипника турбины. Напорное масло от насоса поступает в камеры II и III. Через окна К в буксе 18 золотника регулятора давления 17 масло поступает в камеру IV импульсного давления, сообщаясь с помощью трубопровода внутри корпуса подшипника с камерой под золотником

сервомотора. Если регулятор давления выключен, то его золотник 17 занимает крайнее верхнее положение, определяемое расположением внизу золотника упором А. В этом случае давление масла в камере IV определяется положением золотника $\varnothing 45$ (2), который перемещается муфтой регулятора скорости. Золотник 2 своим запялчиком при изменении положения муфты регулятора скорости изменяет открытие окон М в буксе 3 золотника 2, изменяя тем самым слив масла в камеру V из камеры IV. Камера V имеет свободный сток в корпус переднего подшипника.

Принцип действия золотников $\varnothing 45$ и $\varnothing 60$ при перемещениях муфты регулятора скорости, т. е. при повороте рычага 7, в данном случае такой же, как и блоков золотников конденсационных турбин и турбин с отбором пара (см. § 47 и 60); поэтому дополнительных пояснений применительно к блоку золотников турбин ВР-25 не требуется.

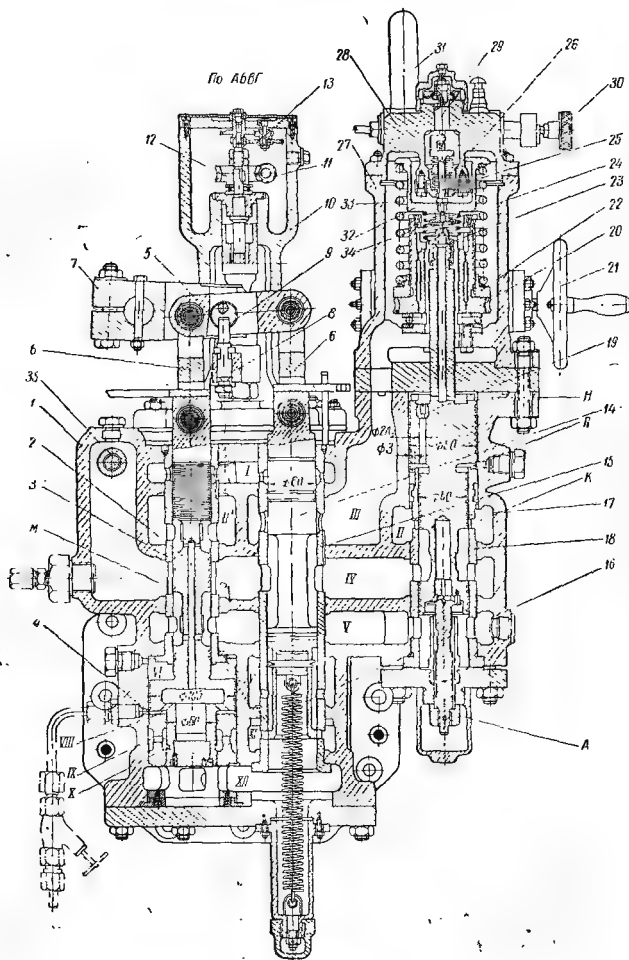
Как следует из сказанного выше, при выключенном регуляторе давления регулятор скорости управляет давлением импульсного масла в камере IV и тем самым определяет открытие сервомотора и регулирующих клапанов свежего пара.

Однако при нормальном режиме работы турбины ВР-25 регулятор давления должен быть включен и давление масла в камере IV изменяется в зависимости от открытия окон К, т. е. определяется положением золотника 17 регулятора давления.

Золотник 17 регулятора давления связан с мембраной 26 при помощи «следящего» устройства, принцип действия которого следующий.

Через отверстие $\varnothing 3_{\text{м}}$ мм в верхней части буквы 18 масло из камеры II, пройдя предварительно через узкую щель с кольцевыми проточками между буксой и корпусом, играющими роль щелевого фильтра, поступает в камеру Л под поршнем золотника 17. Поршень образован уплотнением до $\varnothing 80$ мм в верхней части золотника 17, имеющего в нижней части $\varnothing 60$ мм.

В камеру Н над поршнем золотника 17 масло поступает через сверление в поршне и отверстие $\varnothing 2_{\text{м}}$ мм в пробке 19. Слив масла из камеры Н происходит через отверстие $\varnothing 3,5_{\text{м}}$ мм в наконечнике 23, закрывающем головку золотника 17. Однако количество масла, сливающегося через отверстие $\varnothing 3,5$ мм, определяется величиной зазора между головкой зо-



Фиг. 85. Блок золотников регулятора скорости и регулятора давления турбин ВР-25-18-4 и ВР-25-31-3

1 — корпус блока золотников; 2 — золотник $\varnothing$ 45; 3 — буска золотника 2; 4 — ручка золотника 2; 5 — рычаг золотников $\varnothing$ 45 и $\varnothing$ 60; 6 — шарики, связывающие золотники $\varnothing$ 45 и $\varnothing$ 60 с рычагом 5; 7 — рычаг муфты регулятора скорости; 8 — кронштейн ограничителя мощности; 9 — палец кронштейна ограничителя мощности; 10 — корпус ограничителя мощности; 11 — червяк ручного привода ограничителя мощности; 12 — червячное колесо; 13 — механизм указателя положения ограничителя мощности; 14 — золотник $\varnothing$ 60; 15 — буска золотника 14; 16 — пружина растяжения золотника 14; 17 — следящий золотник регулятора давления; 18 — буска золотника 17; 19 — пробка с отверстием 3,2 мм в канале золотника 17; 20 — втулка нарезанная с червячным колесом; 21 — маховичок регулятора давления; 22 — тарелка пружины 33; 23 — наконечник золотника 17; 24 — интродуцирующая шайба; 25 — шток; 26 — сильфон; 27 — корпус регулятора давления; 28 — крышка регулятора давления; 29 — упор верхнего стакана пружины 33; 30 — маховичок атмосферного и парового игольчатых вентилей; 31 — паровая трубка; 32 — верхний стакан пружины 33; 33 — пружина регулятора давления; 34 — центрирующая пружина; 35 — золотник для испытания регулятора безопасности.

лотника 17 и нитрированной шайбой 24, закрепленной на штоке 25, который припаян к верхнему концу сильфона 26. Камера *O* сильфона 26 залита водой и находится под давлением пара за турбиной. При изменении давления в камере сильфона (т. е. противодействия турбины) подвижный конец сильфона перемещается вместе со штоком 25, который жестко соединен с верхним стаканом 32 пружины 33.

Для равновесного положения золотника 17 регулятора давления необходимо постоянное соотношение между давлениями масла над поршнем $\varnothing 80$ золотника 17 и под поршнем. Очевидно, что необходимое соотношение давлений может иметь место только в том случае, если расход масла через проточную систему, состоящую из отверстий $\varnothing 3$, $\varnothing 2$ и $\varnothing 3,5$ (в буксе 18 и золотнике 17) будет постоянным, т. е. если зазор между шайбой 24 и головкой золотника 17 будет неизменным. Действительно, если давление в камере сильфона *O* увеличится (вследствие уменьшения нагрузки турбин низкого давления, см. фиг. 84) шток 25 опустится, зазор между головкой золотника 17 и шайбой 24 уменьшится, слив из проточной системы отверстий $\varnothing 3,2$ и $3,5$ сократится, а давление в камере *H* возрастет. В результате этого золотник 17 опустится, прикрывая при этом окна *K*, т. е. уменьшая поступление масла в камеру *IV*; вследствие этого давление масла в ней понизится и сервомотор прикроет клапаны регулирования. Золотник 17 будет двигаться вниз до тех пор, пока зазор между головкой золотника и шайбой 24 не установится равным первоначальной величине, при которой существует необходимое постоянное соотношение давлений масла по обе стороны поршня золотника 17.

Таким образом, золотник 17 «следит» за положением шайбы 24, которое в свою очередь определяется давлением в камере сильфона, соединенной с выхлопным патрубком турбины.

Засорение отверстий 3,5; 3,0 и 2 мм, образующих проточную систему, нарушает ее действие. Поэтому, как упоминалось выше, перед поступлением масла в первое отверстие проточной системы ($\varnothing 3$) оно проходит целевой фильтр, образованный проточками буквы 18. При ревизиях системы регулирования необходимо очищать целевой фильтр и каналы, образующие проточную систему.

При включенном регуляторе давления на холостом ходу турбины открыты окна *K* в буксе 18 равно около 0,3 мм. Полный ход золотника в пределах неравномерности регули-

рования давления составляет около 0,6 мм. Таким образом, упор *A* золотника 17 должен быть так установлен, чтобы это перемещение было возможным, но без запаса.

В крышку 28 регулятора давления вмонтированы паровой и атмосферный игольчатые вентили, снабженные маховичками 30. Сверху к крышке регулятора давления присоединена паровая труба 31, второй конец которой соединен с выхлопом турбины (где должен быть расположен запорный вентиль).

Присоединение трубки к регулятору давления должно быть выполнено в виде петли, верхняя точка которой на 100—125 мм выше оси игольчатого клапана. От верхней точки трубы до места присоединения ее к камере противодействия эта трубка должна иметь постоянный уклон в сторону выхлопного трубопровода с тем, чтобы было полностью исключено скопление конденсата пара в этой трубе. Однако камера сильфона *O* и труба 31 до верхней точки должны быть заполнены конденсатом, так как повышение температуры в камере сильфона совершенно недопустимо, поскольку он припаян в своей нижней, неподвижной части к припоем ПОС 30 ГОСТ 1499-42 к крышке, закрывающей камеру *O*, а к верхней, подвижной части сильфона припаян тем же припоем шток 25, жестко соединенный со стаканом 32 пружины 33. Своим дном стакан 32 опирается на центрирующую пружину 34.

В крышке регулятора давления закреплен упор 29, ограничивающий перемещение сильфона вверх и вниз. Полный ход верхнего конца сильфона составляет $2 \pm 0,2$ мм.

Своим нижним концом пружина 33 опирается на специальную тарелку 22, имеющую по внутренней цилиндрической поверхности резьбу, с помощью которой она завернута на нарезную втулку червячного колеса 20. Вращение тарелки 22 предотвращается специальной шпонкой, выполненной в виде зуба, входящего в вертикальную прорезь шкалы. На этой же шпонке закреплена стрелка, показывающая положение тарелки 22, которая перемещается по втулке колеса 20, изменяя этим натяжение пружины 33, при вращении с помощью маховика 21 червяка, связанного с червячным колесом 20. При вращении маховика 21 против часовой стрелки натяжение пружины увеличивается, что в случае работы турбины будет иметь своим следствием повышение противодействия. При вращении маховика по часовой стрелке действие системы будет обратным.

давление в трубе к выключателю должно быть $6,5 \pm 0,5 \text{ кг/см}^2$.

Кроме того, должны быть соблюдены следующие показатели положения органов регулирования:

1) При положении золотника $\varnothing 45$ на $16,4 \pm 0,4 \text{ мм}$ (по шкале ограничителя мощности) во всех случаях сервомоторы закрыты (0 по шкале), что должно соответствовать полностью закрытым клапанам.

2) При положениях ограничителя мощности 0, 3 и 6 мм по его шкале положение сервомоторов парораспределения должно соответствовать значениям, указанным в табл. 17 для конденсационных турбин и турбин с противодавлением и в табл. 18 — для турбин с регулируемым отбором пара.

Таблица 17

Положение сервомоторов для конденсационных турбин и турбин с противодавлением

Положение ограничителя мощности по шкале, мм	Для типов турбин			
	БК-100-2, мм	БК-50-1, мм	БК-25-1, мм	ВР-25-3 и ВР-25-4, мм
0	175	175	175	175

при определении истинного положения золотника $\varnothing 45$ или отрегулировать механизм ограничителя мощности, сменив прокладку 8 фиг. 65.

Отклонение замеряемых величин контрольных давлений масла от указанных выше может быть следствием засорения проточной системы золотника $\varnothing 45$, появления перетечек масла между различными камерами блока золотников или из камер блока в систему слива, или же результатом неправильной взаимной установки элементов блока золотников.

3) С помощью ограничителя мощности производится перемещение золотника $\varnothing 45$ и снимается характеристика зависимости положения сервомотора от импульсного давления масла под его золотником.

Из полученной вышеуказанным методом характеристики определяются: а) нечувствительность сервомотора к изменению импульсного давления масла под его золотником, б) величина изменения импульсного давления масла под золотником, соответствующая полному ходу сервомотора, и в) положение сервомотора, соответствующее контрольному значению величины импульсного давления масла, харак-

Таблица 18

Положение сервомоторов для турбин с регулируемым отбором пара

Положение ограничителя мощности по шкале, мм	Положение переключателя регуляторов давления отбора	Сервомоторы ЧВД			Сервомоторы ЧСД (отбор 8 и 13 атм)		Сервомоторы ЧНД (отбор 1,2 и 2,5 атм)	
		ВР-25-3, мм	ВР-25-4, мм	АП-25-2, мм	ВР-25-3, мм	АП-25-2, мм	ВР-25-3, мм	ВР-25-4, мм
3	Закрыто Установлены в среднем положении (14 оборотов от положения «закрыто»)	115 ± 20	150 ± 20	130 ± 20	120	120	53 ± 20	120
3		115 ± 20	150 ± 20	130 ± 20	120	120	53 ± 20	120
6		Сервомоторы перемещаются на 48 ± 5	58 ± 6	50 ± 5	Сервомоторы находятся в положении		10	51 ± 20

¹ Положению ограничителя мощности 0 по шкале соответствует около 3 мм открытия окон золотника $\varnothing 45$.

Для проверки указанных выше значений давления масла в системе, производится перемещение золотника $\varnothing 45$ с помощью ограничителя мощности, по шкале которого и отсчитывается положение золотника. Однако необходимо предварительно убедиться, что в момент отрыва «камей» от дна паза рычага муфты регулятора скорости стрелка шкалы стоит на нуле. Если это не имеет места, необходимо вводить поправку на показания шкалы

теризующее правильность сборки сервомотора с его золотником.

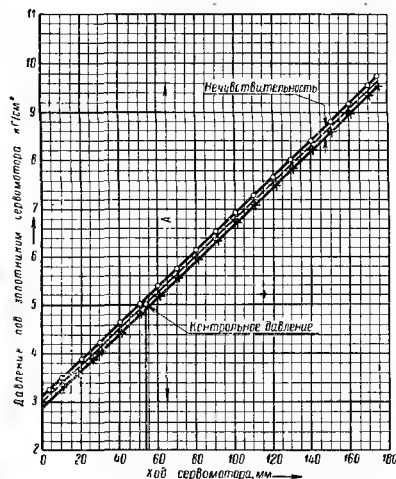
Численные значения величин: изменения давления масла под золотником, нечувствительности сервомотора и контрольного давления приведены в табл. 19.

В виде примера на фиг. 87 показана характеристика-зависимость положения сервомотора от импульсного давления под его золотником для турбины КВ-100-2.

Таблица 19

Нечувствительность сервомотора, изменение импульсного давления под золотником, контрольное давление под золотником и соответствующее контрольному давлению положение сервомотора

Наименование	Сервомоторы									
	ЧВД					ЧСД		ЧНД		
	БК-100-2	БК 50-1	БК-25-1	БПТ-25-3	БТ-25-4	АП-25-2	БПТ-25-3	АП-25-2	БПТ-25-3	БТ-25-4
Нечувствительность сервомотора к импульсному давлению под его золотником, не более, кг/см^2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Изменение импульсного давления под золотником, соответствующее полному ходу сервомотора, кг/см^2	6,2	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	4,7	4,7	4,6	4,6
Контрольное давление под золотником сервомотора, кг/см^2	5	5	5	5	5	5	7	7	7	7
Положение сервомотора, соответствующее контрольному давлению под золотником, мм	53 ± 3	58 ± 3	58 ± 3	58 ± 3	58 ± 3	58 ± 3	72 ± 3	72 ± 3	72 ± 3	72 ± 3
										58 ± 3



§ 69. Проверка системы регулирования на холостом ходу турбины

Для турбин всех типов при полностью выведенном приспособлении для изменения числа оборотов (для чего вращают маховичок приспособления по часовой стрелке до упора) и при полностью открытом обводном клапане главной запорной задвижки число оборотов холостого хода должно быть равно 2880—2910 в минуту.

Эти обороты и являются предельными, при которых еще может быть произведена синхронизация турбогенератора с электрической сетью или при котором может быть разгружен турбогенератор, работающий в параллель с электрической сетью.

На холостом ходу турбины положение муфты регулятора скорости, измеряемое по

Фиг. 87. Ход сервомотора турбины типа БК-100-2 в зависимости от изменения давления под его золотником

● — повышение давления; × — понижение давления; — действительная характеристика; --- расчетная характеристика; А — изменение давления масла под золотником, соответствующее полному ходу сервомотора

шкале на корпусе приспособления для изменения числа оборотов, и положение сервомотора (по его шкале) должны иметь величины, указанные в табл. 20.

были обеспечены необходимая точность записи показаний приборов и приблизительно одинаковая скорость повышения и снижения оборотов.

Таблица 20

Тип турбины	БК-100-2	БК-50-1	БК-25-1	МТ-25-4	АП-25-2	ВПТ-25-3	ВР 25-18-1 ВР-25-31-3
Ход муфты, мм	8,5 ± 0,5	8,6 ± 0,5	8,5 ± 0,5	8,5 ± 0,5	8,9 ± 0,5	8,0 ± 0,5	8,2 ± 0,5
Положение сервомотора по шкале	30	30	33	30	28	32	41

Основными задачами испытания регулирования на холостом ходу турбины являются:

1) снятие зависимости перемещения муфты регулятора скорости и сервомотора от числа оборотов турбогенератора. Полученные при этом данные используются, как будет показано ниже, при построении статической характеристики регулирования скорости;

2) определение величины нечувствительности регулятора скорости и системы регулирования в целом и удельной неравномерности регулятора скорости.

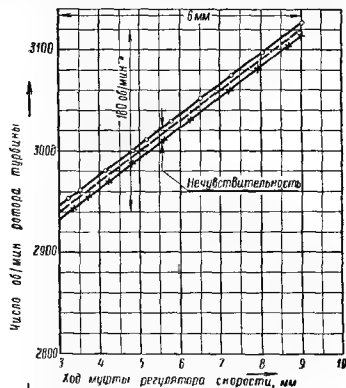
Снятие зависимости перемещения муфты регулятора скорости и сервомотора от числа оборотов турбины делается следующим образом.

Главная запорная задвижка на паропроводе свежего пара должна быть закрыта, а обводная (байпас) открыта настолько, чтобы давление пара перед турбиной было номинальным. Однако открывать обводную задвижку на много больше, чем требуется для поддержания перед турбиной номинального давления пара, не следует.

Вращая маховичок приспособления для изменения числа оборотов против часовой стрелки, повышают число оборотов примерно до 3120 в минуту. После этого постепенно закрывают обводную задвижку, вследствие чего (из-за снижения давления пара перед турбиной) обороты будут уменьшаться, а сервомотор будет открываться. Снижение оборотов надлежит производить до тех пор, пока муфта регулятора скорости не встанет на свой левый упор. Затем обороты турбины повышают, открывая обводной клапан главной запорной задвижки.

Испытание следует провести два раза. Снижение и повышение оборотов должно происходить по возможности медленно (можно ступенями, но только в одном направлении), чтобы

Отсчет показаний приборов делается одновременно, по сигналу. Записываются: а) число оборотов турбины (по проверенному ручному тахометру), б) ход сервомотора клапанов ре-



Фиг. 88. Характеристика регулятора скорости турбины типа БК-100-2. Удельная неравномерность регулятора скорости:

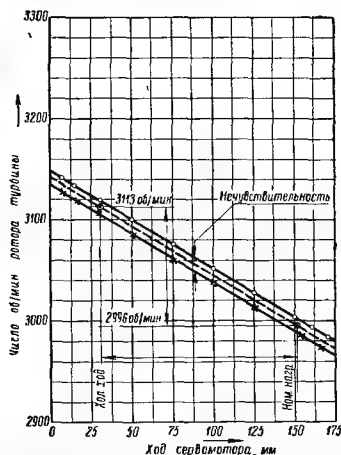
$$\gamma_{уд} = \frac{3120 - 2940}{9 - 3} \cdot \frac{100}{3000} = 1\%$$

● при увеличении числа оборотов; × при уменьшении числа оборотов; — действительная характеристика; --- расчетная характеристика

гулирования, в) ход муфты регулятора скорости, г) давление масла в системе регулирования и смазки.

Результаты проведенных испытаний должны быть представлены графически в виде характеристики регулятора скорости (фиг. 88) и характеристики регулирования скорости (фиг. 89). По ним определяют:

а) удельная неравномерность регулятора скорости, т. е. изменение числа оборотов на 1 мм хода муфты, выраженное в процентах от номинального числа оборотов; б) нечувствительность регулятора скорости; в) нечувствительность регулятора скорости и г) расчетная статическая неравномерность регулирования скорости (см. § 71).



Фиг. 89. Характеристика регулирования скорости турбины типа ВК-100-2. Расчетная неравномерность регулирования скорости $\delta = \frac{3112 - 2996}{3000} \cdot 100 = 3,9\%$

Обозначения те же, что на фиг. 88

Численные значения величин характеристик приведены ниже в табл. 21.

В виде примера на фиг. 88 и 89 приведены характеристики регулятора скорости и регулирования скорости для турбины ВК-100-2.

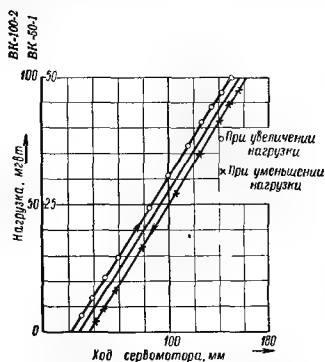
Обнаружив повышенную местную нечувствительность, испытания следует повторить, для того чтобы убедиться в правильности сделанных записей.

§ 70. Испытание регулирования при работе турбины под нагрузкой

Это испытание производится для определения зависимости перемещения сервомотора от нагрузки. Турбогенератор во время испытания должен работать параллельно с другими.

Изменение нагрузки надлежит производить ступенями, число которых должно быть не меньше 15 от холостого хода до полной нагрузки.

На каждой ступени нагрузки положение приспособления для изменения числа оборотов остается неизменным в течение 3–5 минут. За это время должны быть дважды сделаны записи измеряемых величин: а) нагрузки генера-



Фиг. 90. Зависимость хода сервомотора турбины типа ВК-100-2 от нагрузки

тора; б) чисел оборотов (частота сети), которые во время испытаний должны быть постоянными; в) перемещения муфты регулятора скорости; г) перемещения сервомотора; д) давления масла в системе регулирования и смазки; е) давления масла под золотником сервомотора ЧВД; ж) давления и температуры свежего пара и вакуума в конденсаторе.

Эти последние величины в течение всего испытания должны оставаться близкими к номинальным, так как иначе результаты опыта будут искажены.

Первую запись надлежит делать не раньше, чем через одну минуту после установления нагрузки, а вторую запись — непосредственно за первой.

Запись показаний приборов желательно производить при изменении нагрузки в обе стороны — один раз нагрузка должна только увеличиваться от холостого хода до номинальной, второй раз — только уменьшаться от номинальной до холостого хода.

Результаты проведенных испытаний, графически изображенные на фиг. 90, используются при построении главной статической характеристики регулирования скорости (см. ниже).

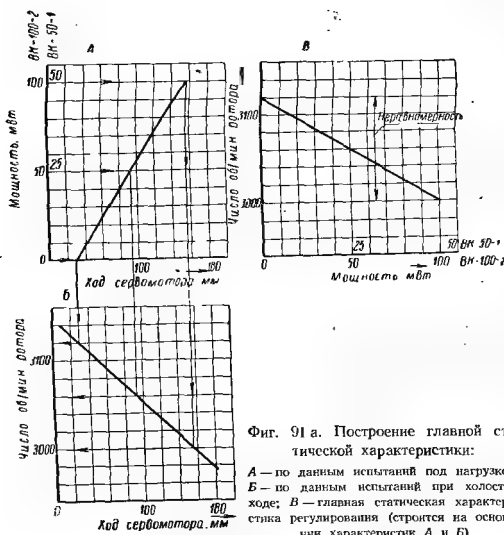
§ 71. Средняя и местная степень неравномерности. Построение главной статической характеристики регулирования скорости на основании испытаний турбогенератора на холостом ходу и под нагрузкой

Под неравномерностью регулирования скорости δ понимают разность между числом оборотов холостого хода n_1 и числом оборотов при номинальной мощности турбогенератора n_2 , отнесенную к среднесарифметическому значению этих чисел оборотов: $n_{ср} = \frac{n_1 + n_2}{2}$ или

к номинальному числу оборотов n_n :

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_{ср}} \cdot 100\% \text{ или}$$

$$\delta = \frac{n_1 - n_2}{n_n} \cdot 100\%.$$



Фиг. 91 а. Построение главной статической характеристики:

А — по данным испытаний под нагрузкой; Б — по данным испытаний при холостом ходе; Б' — главная статическая характеристика регулирования (строится на основании характеристик А и Б)

При этом имеется в виду, что турбогенератор работает отдельно (на выделенную сеть), и при изменении нагрузки не производится подрегулировка числа оборотов с помощью приспособления для изменения числа оборотов.

Для турбогенераторов, работающих параллельно, неравномерность регулирования скорости не может быть определена непосредственно измерением зависимости числа оборотов от нагрузки, так как число оборотов определяется частотой сети, на которую работает турбогенератор. Для определения степени неравномерности в этом случае необходимо снять, как указывалось выше:

1) зависимость перемещений муфты регулятора скорости и сервомотора от числа оборотов;

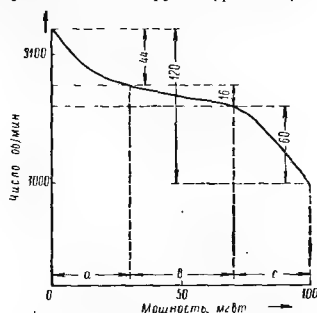
2) зависимость перемещений тех же элементов системы регулирования от нагрузки.

Имея указанные зависимости, строят диаграмму, которая носит название «главной статической характеристики регулирования скорости».

Построение этой диаграммы производится следующим образом. Отложив на диаграмме А и Б (фиг. 91 а) в одинаковом масштабе по оси абсцисс ход сервомотора, строят по данным испытаний под нагрузкой — график А — зависимость хода сервомотора от нагрузки и по данным испытаний при холостом ходе — график Б — зависимость хода сервомотора от числа оборотов. Затем для каждой нагрузки, переходя от графика А к графику Б, как показано стрелками для нагрузок 100(50), 50(25) и 0(25), находят число оборотов, которое имел турбогенератор, работая на выделенную сеть. На основании этих данных строят зависимость числа оборотов турбины от нагрузки.

Полученная таким путем главная статическая характеристика может быть непрямолинейной силу того, что в некоторых зонах изменения оборотов имеет место отличия от средней величина неравномерности. После построения ее определяют не только среднюю неравномерность согласно вышеприведенной формуле, но и местную неравномерность регулирования скорости.

на всем диапазоне изменения числа оборотов, под которой понимают выраженное в процентах от номинального числа оборотов изменение оборотов турбины, соответствующее некоторому изменению нагрузки (фиг. 91б).



Фиг. 91б. Определение местной неравномерности по главной статической характеристике

В табл. 21 приведены на основании расчетных данных зависимости для определения средней неравномерности регулирования скорости турбин высокого давления и турбин АП-25-2 ЛМЗ, значения неравномерности регулирования скорости, значения удельной неравномерности и числа рабочих витков регулятора скорости.

На основании опытов, сделанных на холостом ходу, и используя данные вышеуказанной таблицы, следует предварительно оценить сред-

нюю расчетную неравномерность регулирования турбины и затем проверить полученное значение ее при нагружении турбины. Предварительное определение неравномерности может дать возможность еще до нагружения турбины внести необходимые исправления в действие системы регулирования и тем самым сократить время наладки турбины после монтажа, ревизии или ремонта.

§ 72. Анализ главной статической характеристики регулирования скорости

Статическая неравномерность регулирования скорости всех турбин высокого давления и турбины АП-25-2, как указывалось, должна составлять $4,25 \pm 0,75\%$.

Если неравномерность больше, то это хотя и способствует повышению устойчивости работы регулирования (уменьшается вероятность «качаний» нагрузки), однако влечет за собой следующие отклонения от нормального функционирования системы регулирования:

а) при сбросе номинальной нагрузки, с отключением генератора от сети турбина будет отключена регулятором безопасности, так как полное повышение оборотов при сбросе, которое обычно в 1,5—1,7 раза больше статической неравномерности, может привести к возрастанию оборотов сверх тех, на которые отрегулирована защита (3330—3360 об/мин);

б) при работе турбины параллельно с другими на большую электрическую сеть турбогенератор, регулирование которого обладает повышенной неравномерностью, в меньшей степени будет реагировать на изменение частоты сети, чем турбогенераторы с нормальной не-

Таблица 21

Положение сервомотора, ход муфты регулятора скорости и неравномерности турбин

Тип турбины	Положение сервомотора регулятора, клапанов в л., мм		Ход муфты регулятора скорости, мм			Неравномерность δ , %	Число витков пружин регулятора скорости	Удельная неравномерность $\delta_{уд}$, %
	x_1 при холостом ходе	x_2 при номинальной нагрузке	z_0 при холостом ходе	z при номинальной нагрузке	$\Delta z = z - z_0$			
ВК-100-2	30	151	8,5	4,8	3,7	$4,25 \pm 0,75$	9	1,05
ВК-50-1	30	155	8,6	5,1	3,5		9	1,05
ВК-25-1	33	136	8,5	5,6	2,9		7	1,35
ВТ-25-4 ¹	30	115	8,5	5,2	3,3		9	1,05
ВПТ-25-3 ¹	32	95	8,0	4,7	3,3		9	1,05
АП-25-2 ¹	28	93	8,9	5,6	3,3		9	1,05
ВР-25-18-4	41	132	8,2	4,3	3,9		9	1,05
ВР-25-31-3								

Нечувствительность регулятора скорости меньше 0,4% — для всех типов турбин
 » регулирования скорости не более 0,6% для всех типов турбин

¹ Для конденсационного режима.

номерностью. Это ухудшает условия работы турбогенераторов с нормальной неравномерностью и затрудняет поддержание частоты сети в допустимых пределах.

Если степень неравномерности меньше указанной выше, то это может повлечь за собой перегрузку турбогенератора и отключение его максимальной защитой в случае понижения частоты сети и, наоборот, полную разгрузку турбогенератора и даже переход его на моторный режим в случае повышения частоты.

Уменьшение местной неравномерности по сравнению со средним ее значением может привести к качаниям регулирования в том интервале нагрузок, где местная неравномерность заметно отличается от средней.

При проведении испытаний, необходимых для определения местной неравномерности, нужна высокая точность замеров, строгое поддержание постоянства начальных параметров пара и вакуума и непрерывность в характере изменения нагрузки (только увеличение ее или только уменьшение) в течение всего испытания.

Если при девяти рабочих витках пружины регулятора скорости окажется, что средняя неравномерность меньше 3,5%, то разрешается установить число рабочих витков пружины равным восьми при условии, что заниженное значение неравномерности не вызвано какими-либо другими причинами. Уменьшение числа рабочих витков пружины увеличивает удельную и среднюю неравномерность регулирования. Изменение числа рабочих витков пружин не должно сказаться на числе оборотов холостого хода турбины (при полностью выведенном приспособлении для изменения числа оборотов), которое попрежнему должно составлять 2880—2910 в минуту. Для выполнения этого требования сила, создаваемая пружинкой в результате начальной затяжки при уменьшении числа рабочих витков до восьми, должна остаться той же, что и при девяти витках.

Изменяя число рабочих витков пружины регулятора скорости, необходимо обратить внимание на то, чтобы расстояния от каждой крестовины до угольника, на который опираются роликовые опоры 21 болтов 5 (фиг. 61), было с обеих сторон пружин одинаково. Так же одинаково должно быть по обе стороны пружин количество нерабочих витков. Несоблюдение этого требования приведет к появлению неравномерности регулятора.

Важно также обратить внимание на то, чтобы стяжки 14, соединяющие пружины регу-

лятора, были прочно соединены и расположены по середине длины пружин, а пружины были бы параллельны между собой.

§ 73. Нечувствительность регулирования

Построив кривые зависимости перемещения муфты регулятора скорости и сервомотора от числа оборотов (при изменении последних один раз от минимальных до наибольших и второй раз от наибольших до минимальных), можно определить нечувствительность регулятора скорости и нечувствительность регулирования в целом.

Чаще всего основная доля нечувствительности бывает вызвана трением в системе регулятора скорости. Наличие трения проявится в данном случае в том, что для преодоления силы трения окажется необходимой затрата некоторой дополнительной энергии, т. е. перемещение муфты регулятора скорости и золотника $\varnothing 45$ произойдет при большем изменении числа оборотов, чем в системе без трения или с малым трением. Нечувствительность регулирования в целом определяет то дополнительное изменение числа оборотов, которое произойдет раньше, чем это изменение отразится на положении клапанов регулирования. Нечувствительность системы в целом не должна быть выше 0,6%.

Если нечувствительность системы регулирования в целом значительно превышает нечувствительность регулятора скорости, то причиной ее может быть повышенное трение в сервомоторе или в узлах и системе передачи импульса от золотника регулятора скорости к сервомотору. Проверка этой системы может быть сделана с помощью испытаний на стоящей турбине.

Если при перемещении кулачкового вала на открытие и закрытие клапанов разность давлений масла над и под поршнем сервомотора превышает 3—4 кг/см² или, тем более, достигает предельной величины 11 кг/см², трения следует искать в сервомоторе, клапанах и механической передаче между ними.

Если нечувствительности системы в целом и регулятора скорости мало отличаются друг от друга, то причину повышенных трений следует искать в системе регулятора скорости. В этом случае надлежит выяснить, нет ли повышенного трения муфты о вал, сухарей рычагов (поз. 22, фиг. 6) в пазах, в шарнирах регулятора и в рычагах золотников, которое может быть вызвано неудовлетворительным состоя-

нием подшипников качения. Проверке подлежат также состояние всех остальных подшипников и мест возможного трения при перемещении грузов регулятора скорости.

При работе турбины повышенная нечувствительность системы регулирования скажется в том, что на холостом ходу и под нагрузкой появятся «качания» оборотов или «броски» нагрузки. При параллельной работе турбогенератора, при воздействии на приспособление для изменения числа оборотов, нагрузка изменяется «бросками». При повышенной нечувствительности в случае сброса нагрузки уменьшается способность системы регулирования удерживать обороты в пределах, исключающих отключение турбины регулятором безопасности.

§ 74. Число оборотов холостого хода

В табл. 21 указаны положение сервомотора и ход муфты, соответствующие холостому ходу турбины.

Если на холостом ходу турбины при нормальных параметрах пара цифры, указанные в таблице, окажутся невыдержанными, то причиной этого может быть недостаточная плотность клапанов регулирования, неверная установка кулаков или кулачкового вала (при закрытом сервомоторе ролики далеко отстоят от начала профильной части кулаков) или большой зазор между скалкой поз. 28 и чашкой 5 фиг. 55 а.

Если на холостом ходу положение муфты меньше указанного в табл. 21, то может оказаться, что муфта встанет на упор прежде чем будет взята полная нагрузка.

Если положение муфты больше указанного, то недостаточным окажется запас хода муфты во время сбросов нагрузки. В этом случае дополнительная защита, действующая при положении муфты или золотника регулятора скорости $\varnothing 45$ на $16,5 \pm 0,4$ мм, может отключить турбину до срабатывания регулятора безопасности, что воспрепятствует системе регулирования удерживать обороты при сбросе нагрузки.

Если положение сервомотора на холостом ходу соответствует данным табл. 21, а положение муфты неправильно, то причину этого следует искать в нарушении связей между золотником регулятора и сервомотором клапанов в. д.

В случае если положение муфты соответствует цифрам, указанным в табл. 21, а число оборотов холостого хода при полностью выве-

денном приспособлении для изменения числа оборотов не укладывается в пределах 2880—2910 в минуту, следует изменить натяг пружин регулятора скорости, помня, что увеличение расстояния между крестовинами пружин регулятора скорости и угольниками (ослабление натяга пружин) на 1 мм уменьшает число оборотов холостого хода примерно на 30 об/мин. Уменьшение расстояния между крестовинами и угольниками даст соответственное повышение оборотов.

Если число оборотов холостого хода будет мало (например 2700 в минуту), то невозможной окажется синхронизация турбогенератора с сетью при повышенной частоте сети. При высоком числе оборотов на холостом ходу (например 2970 в минуту) невозможной окажется синхронизация при низкой частоте сети.

В связи с этим не следует пускать в эксплуатацию турбину, у которой обнаружено отклонение числа оборотов холостого хода от нормальной величины.

§ 75. Проверка регулирования давления турбин с регулируемым отбором

Проверка действия регулирования давления отборов обычно заключается в определении неравномерности и нечувствительности регулирования давления и в проверке способности системы в целом поддерживать неизменной электрическую нагрузку при изменении расхода пара в отбор, а также в сохранении постоянного давления отбора при переменной электрической нагрузке.

Неравномерность регулирования давления отборов называется отношением:

$$\delta = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}} \cdot 100\%,$$

где $P_{\max} - P_{\min}$ — изменение давления в камере регулируемого отбора, необходимое для того, чтобы изменить расход пара в отбор от нулевого до номинального;

$\frac{P_{\max} + P_{\min}}{2}$ — среднее значение давления в камере отбора.

Нечувствительность регулирования давления характеризует величину трений в системе регулятора давления, в промежуточных устройствах (блоке суммирующих золотников), в сервомоторе и поворотной диафрагме. Естественно, что заедание или большое трение

в поворотной диафрагме или в передаче к ней от сервомотора могут резко повысить нечувствительность регулирования давления. Нечувствительность определяется в данном случае как величина изменения давления в камере отбора, которая произойдет раньше, чем это изменение отразится на перемещении поворотной диафрагмы отбора.

Определение неравномерности регулирования давления производится следующим образом. Не изменяя положения маховиков пружины регулятора давления и приспособления для изменения числа оборотов, изменяют расход пара в отбор от нуля до номинального и, в случае невозможности, в пределах, допускаемых по условиям эксплуатации.

При этом необходимо следить, чтобы испытания производились при постоянных начальных параметрах пара и частоте сети.

Во время этих испытаний одновременно по сигналу записываются:

- а) количество пара, отбираемого в отбор (по расходу);
- б) давление пара в камере отбора (по точному манометру);
- в) нагрузка генератора.

Характеристика регулирования давления должна удовлетворять требованиям табл. 22.

Таблица 22

Тип турбины	Изменение расхода в отбор, т/час		Изменение давления в камере отбора	
	отбор 1,2 2,5 ата	отбор 8 13 ата	1,2 - 2,5 ата	8 - 13 ата
ВПТ-25-3	0 - 100	0 - 130	0,25	1,2
ВТ-25-4	0 - 100	—	0,25	—
АП-25-2	—	0 - 150	—	1,2

Для определения нечувствительности регулирования давления надлежит снизить расход пара в отбор до минимальной возможной величины, а затем увеличить его до первоначальной величины (или наоборот, сначала увеличить, а затем снизить). При этом изменение расхода должно происходить в одном и том же направлении непрерывно.

Разница в величине давления в камере отбора при одном и том же расходе пара, замеряемая между характеристиками, снятыми при увеличении и уменьшении расхода пара, отнесенная к величине номинального давления в отборе, называется нечувствительностью регулирования давления.

Она должна быть не более 2%.

Недостаточная неравномерность регулирования давления и повышенная нечувствительность системы могут вызвать качания регулирования давления. Наиболее вероятно возникновение качаний при работе с высоким давлением в отборе и на режимах малого расхода пара в отбор.

Отрицательно на устойчивость регулирования влияет скопление воды в паровой трубке, соединяющей камеру отбора турбины с камерой мембраны регулятора давления.

Для предотвращения скопления воды в этой трубке она должна быть проложена с постоянным уклоном в сторону камеры отбора с тем, чтобы конденсат пара, заполняющего эту трубку, непрерывно стекал к паропроводу отбора (см. указания, относящиеся к этому вопросу в § 66).

Опыт эксплуатации показывает, что в некоторых случаях при расходе пара в отбор 8 - 13 ата меньше 35 т/час неравномерность регулирования оказывается недостаточной.

Для устранения качаний регулирования давления, возникающих при малых расходах пара в отбор, можно несколько прикрыть переключатель регулятора давления. Дросселирование в линии, соединяющей суммирующий золотник с золотником регулятора давления, которое возникает при неполностью открытом переключателе регулятора, вызывает увеличение неравномерности регулирования. Однако после увеличения расхода пара сверх 35 т/час переключатель может быть открыт полностью, если работа с повышенной неравномерностью регулирования давления отбора нежелательна для потребителей пара.

В случае появления качаний системы регулирования при расходах пара в отбор более 35 т/час следует проверить:

- а) нет ли засорений в суммирующих золотниках, в золотниках регуляторов давления, в поворотных диафрагмах и передачах к ним;
- б) не засорены ли отверстия Ø 1 мм, предусмотренные для удаления воздуха во всех элементах системы регулирования.

Качания регулирования могут быть вызваны также засорением дроссельных окон букс суммирующих золотников.

§ 76. Испытания предохранительных клапанов регулируемых отборов пара

Предохранительные клапаны отбора 8 - 13 ата должны быть настроены на срабатывание при давлении 13,3 кг/см² (по манометру), а предохранительные клапаны отбора 1,2 -

2,5 ата — при давлении $1,9 \text{ кг/см}^2$ (по манометру).

Испытание клапанов можно производить при стоящей турбине путем подвода пара от постороннего источника (РОУ). При этом должны работать циркуляционные насосы с тем, чтобы в случае неплотных клапанов на линии отбора и попадания пара в турбину не оказались разогретыми трубки конденсатора, что может вызвать нарушение плотности их соединения с трубными досками. Желательней является проверка действия предохранительных клапанов отборов при работе турбины на конденсационном режиме с нагрузкой 5 – 15 ата.

В этом случае медленным вращением маховика переключателя регулятора давления против часовой стрелки прикрывают поворотную диафрагму отбора до тех пор, пока давление в камере отбора не достигнет указанной выше величины срабатывания предохранительных клапанов.

Если по достижении предельного давления предохранительные клапаны отбора не срабатывают или срабатывают преждевременно, вращением маховика переключателя по часовой стрелке открывают поворотную диафрагму и производят необходимую настройку предохранительных клапанов.

Эксплуатация турбины с неотрегулированными предохранительными клапанами недопустима.

§ 77. Проверка плотности поворотных диафрагм

Поворотные диафрагмы отбора в закрытом состоянии должны быть настолько плотными, чтобы пропуск пара через них при наличии номинального давления в камере отбора был приблизительно равен расходу холостого хода турбины. Чрезмерная плотность диафрагмы недопустима, так как необходим некоторый пропуск пара в ступени, расположенные за камерой отбора для их охлаждения.

С другой стороны, пропуск пара через закрытую поворотную диафрагму не должен быть чрезмерно большим, так как в этом случае не удастся поддержать требующегося давления в камерах регулируемых отборов при небольших электрических нагрузках и малых расходах пара.

Кроме того, при достаточной плотности поворотных диафрагм они играют роль дополнительной защиты турбины от недопустимого по-

вышения оборотов, которое может произойти после сброса нагрузки несмотря на закрытие регулирующих клапанов (и даже клапана автоматического затвора) за счет пара, заполняющего трубопровод отбора. Этот пар может попасть в турбину при неплотности обратного клапана на этом трубопроводе. Разгон турбогенератора в этом случае может привести к полному разрушению агрегата.

Испытание поворотных диафрагм на плотность должно производиться следующим образом.

При холостом ходе турбины, закрытых задвижках отборов и отключенном регуляторе давления, медленным вращением маховика переключателя регулятора давления против часовой стрелки полностью закрыть поворотную диафрагму.

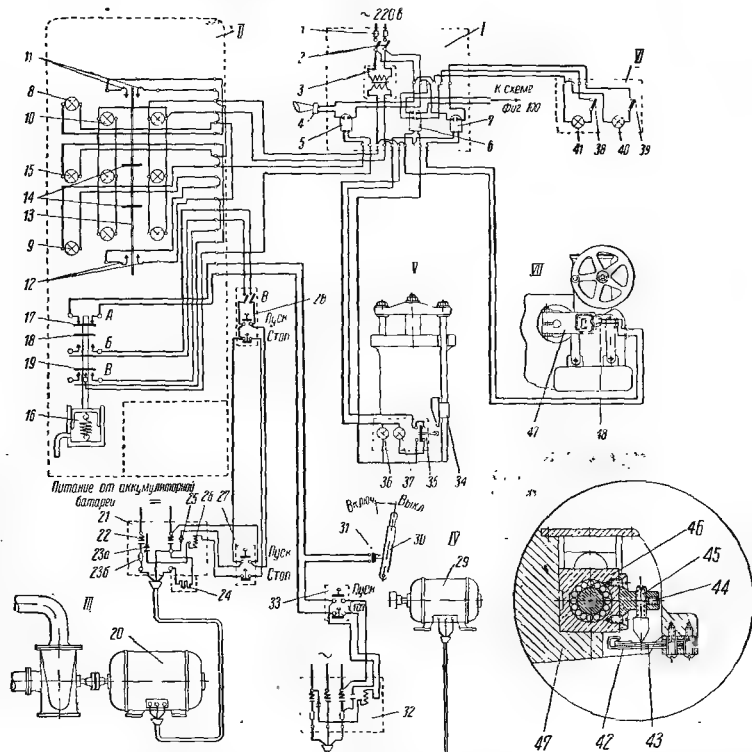
Плотность поворотной диафрагмы может считаться достаточной, если после закрытия диафрагмы в камере отбора установится давление не менее 7 ати для отбора 8–13 ата и 1 ати — для отбора 1,2–2,5 ата. Турбину следует выдержать некоторое время на оборотах с закрытой поворотной диафрагмой, чтобы убедиться, что температура пара в выхлопной части не возрастает. В случае чрезмерной плотности диафрагмы расход пара для охлаждения последних ступеней может оказаться недостаточным.

При испытании поворотных диафрагм регулируемых отборов на плотность параметры свежего пара и вакуум должны быть близкими к номинальным значениям.

Причиной недостаточной плотности поворотной диафрагмы может быть неплотное прилегание поворотного покрывающего кольца к диафрагме, неправильное положение кольца относительно сервомотора (ошибка при сборке передачи от сервомотора к поворотному кольцу), что может быть установлено при ревизии по контрольным отверстиям, которые в этом случае не совпадут (см. § 42).

Может оказаться, что трение в поворотной диафрагме настолько велико, что сервомотор не в состоянии его преодолеть и поворотное кольцо не доходит до положения максимального закрытия.

Эксплуатация турбины при неплотных или неисправных (заедающих) обратных клапанах на линиях отборов и при неплотных диафрагмах недопустима. Поэтому проверке действия и обеспечению плотности обратных клапанов и диафрагм должно быть уделено большое внимание.



Фиг. 92. Электросхема управления сигнализацией и защиты паровой турбины типа ВПТ-25-3

1 — Шит машинного зала; 1 — плавкие предохранители; 2 — звуковой сигнал; 3 — понижающий трансформатор 220/24 в; 4 — звуковой сигнал; 5 — промежуточное реле; 6 — двойное промежуточное реле; 7 — промежуточное реле; 8 и 9 — сигнальные лампы верхнего и нижнего пределных уровней масла в масляном баке; 10 — осветительные лампы шкалы указателя уровня масла; 11 и 12 — контактные пластины верхнего и нижнего пределных уровней масла; 13 — шток маслоуказателя, несущий на поплавках; 14 — контактные шайбы; 15 — сигнальная лампа падения давления масла в системе смазки подшипников; 16 — реле пуска аварийного масляного электронасоса; 17, 18 и 19 — контактные шайбы на шток реле; 20 — контакты для включения двигателя масляного электронасоса; 21 — контакты для включения сигнальной лампы 16 и звукового сигнала 4; 22 а — контакты теплового реле; 23 б — однополюсное тепловое

реле; 24 — добавочное сопротивление в цепи мотора; 25 — вольтовые контакты; 26 — выключающая катушка; 27 и 28 — к управлению

IV — схема пускового устройства электропривода вала редукторного устройства; 29 — электродвигатель трехфазного переменного тока; 30 — рычаг выключения вала вращающегося устройства; 31 — конечный выключатель; 32 — магнитный пуск

V — электросхема клапана автоматического затвора 34 — на тяге колонки клапана; 35 — переключатель; 36 — синя гильзовая лампа; 37 — красная сигнальная лампа; 38 — кнопка управления; 39 — рубильник; 40 — сигнальная лампа ограничителя момента; 41 — сигнальная лампа

VI — электросхема контактного устройства ограничителя скорости; 42 — нижняя контактная пластина; 43 — верхняя подвижная шайбная с контактом; 44 — стопорный винт; 45 — новочный винт; 46 — два конуса шарика; 47 — угловой муфты регулятора скорости; 48 — рычаг

49 — рычаг

Глава двадцатая

ПРИБОРЫ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ АВТОМАТИКИ, ЗАЩИТЫ И СИГНАЛИЗАЦИИ

§ 78. Колонка маслоуказателя и реле пуска масляного электронасоса

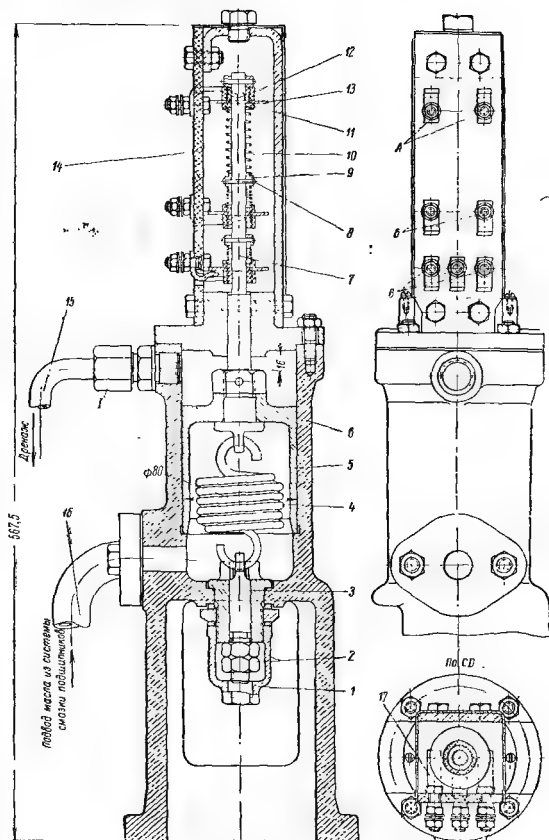
Для наблюдения за уровнем масла в масляном баке служит маслоуказатель поплавкового типа. Над плавующим в масляном баке поплавком маслоуказателя на полу машинного зала установлена колонка указателя, выполненная в виде вертикального шкафа. С лицевой стороны колонки слева находится шкала маслоуказателя, а справа размещены три сигнальные лампы.

Верхняя лампа загорается, когда масло в баке доходит до верхнего предельного уровня. Нижняя лампа загорается, когда масло в баке опускается до нижнего предельного уровня. Средняя лампа загорается от контакта, включаемого реле пуска масляного электронасоса (см. ниже), когда давление масла в системе смазки (за маслоохладителями) падает ниже 0,25 атм. Это реле расположено в нижней части корпуса колонки маслоуказателя.

Электрическая схема колонки маслоуказателя и реле пуска масляного электронасоса представлены на фиг. 92. Схема питается переменным током напряжения 24 в от понижающего трансформатора, расположенного на щитке I в машинном зале. К щитку подведено напряжение переменного тока 220 в от шин собственных нужд станции.

Шкала колонки маслоуказателя освещается шестью электролампами 10, которые загораются при включении рубильника 2 на щитке I.

Включение верхней и нижней сигнальных ламп 8 или 9



Фиг. 93. Реле пуска масляного электронасоса

1 — катушечная гайка; 2 — контактный; 3 — натяжной винт; 4 — пружина; 5 — поршень; 6 — корпус реле; 7 — шток; 8 — установочные штифты; 9 — упорные иголки; 10 — пружины сжатия; 11 и 12 — текстолитовые втулки и гайки; 13 — контактная панель; 14 — текстолитовый щиток; 15 — слив для протечек масла; 16 — поддон масла из системы смазки подшипников турбоагрегата; 17 — контактные пластины. А — контакты для включения электродвигателя насосопоротного устройства; Б — контакты для включения двигателя масляного электронасоса; В — контакты для включения сигнальной лампы и звукового сигнала

маслоуказателя происходит в результате замыкания контактных пластинок 11 или 12 контактными шайбами 14, сидящими на штоке 13 поплавка маслоуказателя, в моменты, когда уровень масла в баке достигает верхнего или нижнего допустимых пределов.

Реле пуска масляного электронасоса предназначено для автоматического включения в работу насоса в случае падения давления масла в системе турбоагрегата за маслоохладителями до 0,2 *ати*. Реле (см. фиг. 93) состоит из цилиндра, под поршень 5 которого подается масло под давлением из системы смазки (за маслоохладителями). Поршень оттягивается вниз пружиной 4. Натяг пружины при помощи винта 3 отрегулирован так, что при положении поршня на нижнем упоре в уступ цилиндра поршень уравнивается давлением масла 0,05 *ати*, а при давлении 0,35 *ати* поршень смещается до верхнего упора.

Вместе с поршнем перемещается шток 7, на котором свободно насажены три контактных шайбы 13, изолированные электрически от штока при помощи текстолитовых втулок и гаек, между которыми они зажаты. Контактные шайбы отжимаются пружинами, причем крайние положения шайб на штоке фиксируются заштифтованными упорными кольцами на уступе на штоке. При перемещении штока контактные кольца замыкают контактные пластинки 17, укрепленные на текстолитовом щитке 14. Упорные кольца устанавливаются и фиксируются штифтами 8 при настройке реле таким образом, что при перемещении поршня замыкание контактов происходит в определенной последовательности.

В крайнем верхнем положении поршня при давлении масла в системе более 0,35 *ати* верхние контакты *А* замкнуты, а контакты *Б* и *В* разомкнуты. При падении давления масла до 0,25 *ати* поршень опускается и замыкает три нижних контакта *В*, причем верхние контакты *А* также остаются замкнутыми. При замыкании контактов *В* на колонке маслоуказателя загорается средняя сигнальная лампа и включается звуковой сигнал через промежуточное реле 5, что можно проследить по электрической схеме на фиг. 92.

При падении давления масла до 0,20 *ати* поршень реле опускается еще ниже и происходит замыкание средних контактов *Б*, в результате чего замыкается цепь включающей катушки магнитного пускателя электродвигателя масляного электронасоса и электронасос включается в работу (см. схему на фиг. 92).

При падении давления масла в системе смазки до 0,15 *ати* поршень соответственно опускается и происходит размыкание верхних контактов *А*. При этом разрывается цепь, питающая включающую катушку магнитного пускателя двигателя валоповоротного устройства, в результате чего главные контакты пускателя размыкаются, а двигатель останавливается, если он находился в действии.

Схема выполнена таким образом, что двигатель валоповоротного устройства может быть пущен нажатием пусковой кнопки лишь при наличии достаточного давления (более 0,15 *ати*) в системе смазки, т. е. при замкнутых верхних контактах *А* реле и после поворота рычага 30 валоповоротного устройства в рабочее положение для замыкания контактов конечного выключателя 31.

Точность настройки контактов реле должна быть выдержана в пределах $\pm 0,03$ ат. Изоляция контактных элементов от корпуса должна иметь сопротивление не менее 1 *мгом*.

Исправность реле и правильность его настройки следует периодически проверять. При ревизии турбины надлежит снимать характеристику реле (зависимость давления под поршнем от хода поршня), используя для этой цели ртутный манометр и индикатор. Нечувствительность поршня не должна превышать 0,04 ат.

§ 79. Сигнализация положения клапана автоматического затвора

Сигнализация положения клапана автоматического затвора осуществляется при помощи конечного переключателя 35 (см. V, фиг. 92), установленного на колонке клапана и управляемого кулаком 34, укрепленным на наружной тяге (см. также фиг. 52).

При открытом клапане автоматического затвора включают правые контакты переключателя, замыкающие цепь правой лампы 37 за красным стеклом, в результате чего горит лампа 37.

При закрытии клапана кулак 34 размыкает правые и замыкает левые контакты переключателя 35. При этом замыкается цепь левой лампы 36 за синим стеклом и включенного параллельно сдвоенного промежуточного реле 6; лампа 37 гаснет и загорается лампа 36 на колонке и лампа 41 светового табло на главном щите управления, освещая надпись: «автомат сел». Лампа 41 загорается от замыкания нижней пары контактов промежуточного реле 6.

Одновременно происходит замыкание верхней пары контактов этого реле, которые включают контрольную лампу и соединенную последовательно рабочую обмотку промежуточного реле схемы электромагнитов обратных клапанов паропроводов отбора.¹ В результате при посадке клапана автоматического затвора происходит автоматическая сработка запирающих механизмов обратных клапанов, предотвращая разгон отбора за счет пара из системы паропроводов отбора.

§ 80. Контактное устройство ограничителя мощности

Электрическая схема контактного устройства VII ограничителя мощности изображена на фиг. 92. Устройство подает сигнал на главный щит управления в случае ошибочных попыток персонала щита (дистанционным воздействием на электродвигатель синхронизатора) повысить нагрузку на турбину сверх предельной нагрузки, установленной при помощи ограничителя мощности. Контактное устройство состоит из нижней неподвижной контактной пластины 42 и верхней подвижной пластины 43 с контактом на конце, которые зажаты между эбонитовыми прокладками и закреплены на конце углового рычага 47 муфты регулятора скорости. К одному из двух камней шарниров 46, в которых покинется ось вращения рычага 48 золотников, прикреплен стойка с установочным винтом 45. Когда камень 46 опущен до нижнего упора в вертикальной прорези углового рычага 47, установочный винт 45 отжимает верхнюю пластину 43 вниз и удерживает контакт в разомкнутом состоянии. Если в этом положении ось рычага золотников поднята ограничителем мощности, то при воздействии на синхронизатор в сторону нагружения турбины угловой рычаг 47 муфты регулятора скорости начнет поворачиваться по направлению часовой стрелки. Между тем кулаки-шарниры 46, сидящие на ограничителе, останутся неподвижными, вследствие чего освобождаемая от упора установочного винта 45 верхняя контактная пластина 43 отойдет вверх и замкнет контакт. Контакт разомкнется, как только при обратном воздействии на синхронизатор кулаки-шарниры 46 сядут вновь на нижние упоры в вертикальных прорезях углового рычага 47. Винт 45 со стопором 44 служит для отрегулирования момента замыкания контакта

после сборки рычагов регулирования и ограничителя.

При замыкании контакта включается промежуточное реле 7 на щитке I, которое замыкает лампу 40 светового табло главного щита управления, освещающая надпись «убавить нагрузку».

Контактное устройство питается от щитка I переменным током напряжением 24 в. Промежуточное реле подает на световое табло переменный ток напряжением 220 в.

§ 81. Реле осевого сдвига ротора и указатель разности теплового расширения ротора и цилиндра

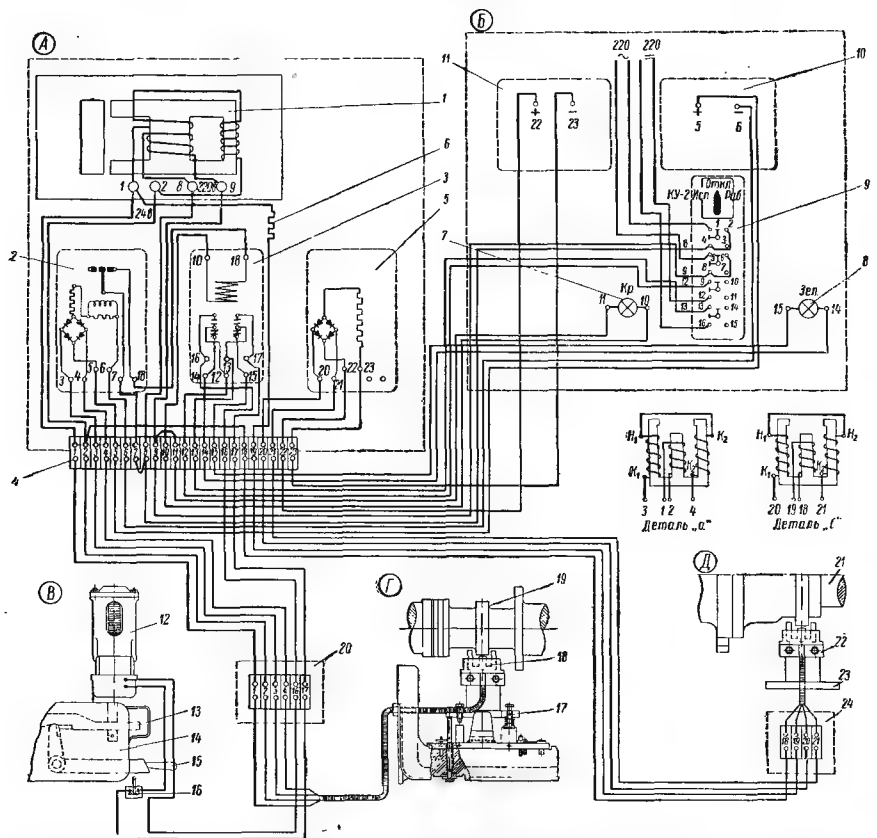
Реле осевого сдвига является предохранительным устройством, предотвращающим аварию турбины от чрезмерного осевого сдвига ротора, который может произойти вследствие выплавления баббитовой заливки колодок упорного подшипника. При предельно допустимом смещении ротора в сторону генератора реле вызывает закрытие клапана автоматического затвора турбины.

Реле, кроме того, снабжено указывающим прибором, позволяющим во время работы турбины следить за осевым перемещением вращающегося ротора в пределах его разбега между нерабочими и рабочими колодками упорного подшипника, а также за износом колодок, вызванным ненормальной работой подшипника.

Указатель разности тепловых расширений ротора и цилиндра предназначен для наблюдения во время пусковых операций и при изменениях нагрузки за тепловым состоянием турбины и показывает на шкале стрелочного прибора величину изменения осевого зазора в заднем концевом лабиринтовом уплотнении вала турбины. Наблюдение за этим зазором позволяет эксплуатационному персоналу следить за величиной и направлением разностного (относительного) расширения ротора и цилиндра и влиять на режим работы турбины, чтобы предотвратить возможность задеваний ротора.

Оба прибора построены на одинаковом принципе и имеют одинаковые первичные датчики. В двухцилиндровых турбинах типа ВК-100-2 устанавливаются одно реле осевого сдвига на стороне упорного подшипника цилиндра высокого давления и по одному указателю разности тепловое расширение с другой стороны цилиндров высокого и низкого давления, т. е. со стороны задних опорных подшипников на соединительных муфтах.

¹ См. § 83 и фиг. 100.



Фиг. 94. Схема реле осевого сдвига ротора и указателя разности тепловых расширений ротора и цилиндра (для одноцилиндровой турбины)

Узел А — схема блока питания: 1 — стабилизирующий трансформатор 220/24 в; 2 — первичное импульсное реле и выпрямитель реле осевого сдвига; 3 — промежуточное реле к 2; 4 — клеммная панель; 5 — селеновый выпрямитель с дополнительным сопротивлением к 11; 6 — дополнительное сопротивление к датчику 22.

Узел В — схема щита указывающих приборов (вид с задней стороны щита турбины); 7 и 8 — зеленая и красная сигнальные лампы; 9 — блок управления с пакетным переключателем типа КФ-555ПВ8с (рукоятка ключа КУ-2 показана с передней стороны), а также контактов переключателя № 1, 16 с задних сторон щита турбины; 10 — указывающий прибор реле осевого сдвига; 11 — указывающий прибор измерителя разности тепловых расширений.

Узел В — вид на торцевую крышку переднего блока турбины: 12 — электромагнит; 13 — рычаг расцепления; 14 — торцевая

крышка переднего блока; 15 — рычаг включения; 16 — конечный выключатель.

Узел Г — вид в плане на разъем детали переднего блока:

17 — крыштейн; 18 — датчик реле осевого сдвига; 19 — диск на приставном переднем конце вала турбины; 20 — клеммная панель на боковой стенке переднего блока.

Узел Д — вид в плане на разъем детали заднего подшипника:

21 — бурт на полушаровом генераторе; 22 — датчик разности температурного расширения; 23 — крыштейн; 24 — клеммная панель.

Схема обмоток датчиков реле осевого сдвига (деталь А) и указателя разности расширения (деталь В): 1, 2, 18 и 19 — концы первичных обмоток; 3, 4, 20 и 21 — концы вторичных обмоток; H_1 и H_2 — входные концы и K_1 и K_2 — выходные концы измерительных катушек.

Реле осевого сдвига и указатели разности расширений в двухцилиндровых турбинах имеют отдельные блоки питания. В одноцилиндровых турбинах оба прибора питаются от одного общего специализированного трансформатора.

Ниже дано описание комбинированной схемы приборов для одноцилиндровой турбины, изображенной на фиг. 94. Схема состоит из следующих основных узлов:

Положения рукоятки и схема коммутации контактов выключателя управления КУ-2

Вид рукоятки, энергии и схемы пакетов сдвиг в положении «Включено»	Откл. Ист. Раб.	1	2	3	6	9	10	13	16
Тип рукоятки и пакетов	ИВ	5	5	5	5	5	5	5	5
И. пакетов		1-2	1-4	5-6	5-8	8-10	9-12	13-14	13-16
Включено									
Испытание (положение I)		X		X					
Работа (положение II)			X		X		X		X

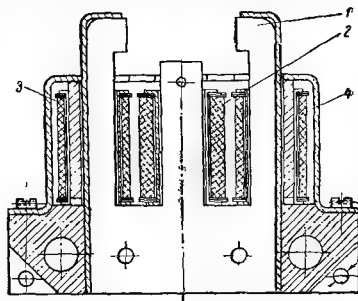
Таблица к фиг. 94

А — силового щита (блока питания),
Б — щита с указывающими приборами,
В — электромагнита рычага расцепления турбины,
Г — датчика реле осевого сдвига и
Д — датчика указателя разности тепловых расширений.

Принцип действия датчика, примененного в обоих приборах, основан на индуктивном методе измерения малых перемещений с применением принципа дифференциального трансформатора. Магнитопровод датчика образован Ш-образным сердечником с укороченным средним керном и вращающимся вместе с валом диском 19 или буртом 21 (см. фиг. 94), заходящим с зазорами в пространство между кернами сердечника. При осевом смещении ротора турбины радиальный зазор между диском и средним керном остается неизменным, осевые же зазоры между диском (буртом) и боковыми кернами изменяются на величину смещения ротора, причем с одной стороны зазор увеличивается, а с другой уменьшается в зависимости от направления смещения ротора турбины.

Диск реле осевого сдвига выточен на приставном переднем конце вала турбины, в котором расположены регуляторы безопасности, и находится вблизи переднего комбинированного опорно-упорного подшипника. Бурт указателя разности теплового расширения турбины выточен на полумуфте генератора или заднего конца ротора высокого давления.

На средний керн сердечника (фиг. 95) насажена катушка 2 с первичной обмоткой, пи-



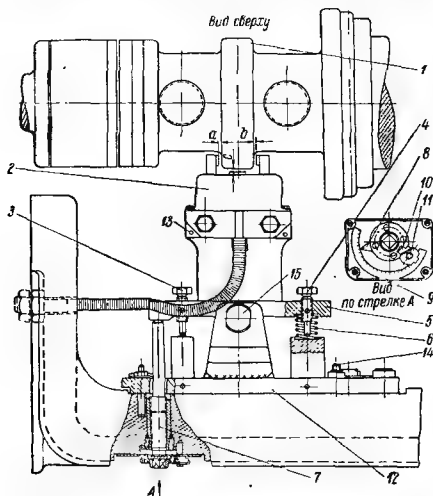
Фиг. 95. Разрез датчика реле осевого сдвига и указателя разности тепловых расширений ротора и цилиндра

1 — пакет из Ш-образного железа; 2 — питающая катушка с первичной обмоткой (600 витков провода марки ПЭШО $\varnothing$ 0,5 мм); 3 — левая катушка с измерительной вторичной обмоткой (500 витков провода марки ПЭШД $\varnothing$ 0,3 мм); 4 — правая катушка с измерительной вторичной обмоткой (600 витков провода марки ПЭШД $\varnothing$ 0,3 мм)

таемая переменным током напряжением в 24 в, 50 гц от стабилизирующего трансформатора. На каждом из боковых кривов насажено по одной вторичной обмотке 3 и 4. Обе вторичные обмотки соединены встречно, причем свободные концы их выведены на штифт датчика. Первичная катушка создает магнитные потоки через средний и оба боковых керна. Ввиду того, что магнитные сопротивления магнитопроводов определяются в основном величиной воздушных зазоров, то магнитный поток больше со стороны того керна, к которому диск ротора подошел ближе. Поэтому оба магнитных потока индуцируют во вторичных обмотках напряжения, зависящие от осевого положения ротора. Во вторичной обмотке, расположенной с той стороны, где зазор между кернами и диском уменьшился, напряжение возрастает и, наоборот, уменьшается в той обмотке,

на стороне которой зазор увеличился. Благодаря встречному включению обмоток на выходных концах создается напряжение, равное (векториальной) разности напряжений, индуктируемых в обеих катушках, что делает схему более чувствительной. Данные обмоток датчика указаны в подписи к фиг. 95.

Датчик реле осевого сдвига закреплен на специальном поворотном кронштейне 5 (фиг. 96), установленном на стойке 12 на бо-



Фиг. 96. Установка датчика реле осевого сдвига

1 — диск на приставном переднем конце вала турбины; 2 — датчик; 3 и 4 — упорные болты; 5 — кронштейн; 6 — пружина; 7 — установочный винт; 8 — стрелка; 9 — шкала; 10 — стопорная планка; 11 — болт с отверстием для наложения пломбы; 12 — стойка; 13 — штифты для фиксации датчика; 14 — установочные штифты для стойки; 15 — диск.
При роторе, отжатом к нерабочим колодкам упорного подшипника, зазоры должны быть равны:
а $2 \pm 0,2$ мм; б 3 мм и в $1,2 \pm 0,05$ мм

ковой стенке с внутренней стороны переднего блока турбины. Указанные на фиг. 96 необходимые осевые зазоры а и б и радиальный зазор с устанавливаются при монтаже датчика. Радиальный зазор с выдерживается одинаковым по дуге по всей поверхности, после чего датчик фиксируется на кронштейне 5 двумя штифтами 13. Для фиксации положения рамы служат установочные штифты 14.

Незначительным поворотом кронштейна во-

круг пальца 15 производится смещение датчика в осевом направлении по отношению к диску ротора при настройке схемы и проведении последующих ее испытаний во время работы или ревизий турбины. Перемещение кронштейна производится с наружной стороны стенок переднего блока путем вращения квадратным ключом за головку установочного винта 7, упирающегося в край кронштейна. С противоположной стороны кронштейн отжимается пружиной 6. Упорные болты 3 и 4 ограничивают смещение датчика в пределах, исключающих возможность задевания боковых кривоусов датчика за диск ротора. На головке винта имеется стрелка 8, указывающая на шкале 9 в десятых долях миллиметра величину «фиктивного сдвига» ротора при вращении винта 7. После настройки и испытания стрелка устанавливается вращением головки на нуль шкалы и фиксируется стопорной планкой 10 и болтом 11, который должен быть во время нормальной эксплуатации запломбирован представителем рейсовой службы станции.

Установка датчика указателя разности тепловых расширений в корпусе заднего подшипника показана на фиг. 98. Датчик крепится на кронштейне 4 аналогично датчику реле осевого сдвига. Для проверки работы схемы указателя и установки нулевого положения прибора при стоящей машине и снятой крышке подшипника пользуются винтами 5, которые затем фиксируются винтами 6. Необходимые значения осевых зазоров а и б и радиального зазора с для этого датчика указаны на фиг. 98 при роторе, отжатом к нерабочим колодкам упорного подшипника.

Стабилизирующий трансформатор 1 (фиг. 94) предназначен для снижения подведенного к щиту напряжения переменного тока 220 в до напряжения 24 в, которое применяется для питания обоих датчиков. Кроме того, трансформатор одновременно является стабилизатором напряжения, поддерживая напряжение питания 24 в в пределах $\pm 1\%$ при колебаниях напряжения станционной сети в пределах $\pm 10\%$ от номинала (200–240 в). Стабильность питающего напряжения обеспечивает постоянно градуировки и настройки схемы независимо от возможных колебаний напряжения в станционной сети собственных нужд. Принцип устройства трансформатора 1 (фиг. 94) заключается в следующем. Магнитная цепь трансформатора состоит из трех кернов. На среднем керне большого сечения расположена первичная и компенсирующая об-

мотки трансформатора. На правом керне малого сечения расположена вторичная обмотка.

Когда первичная обмотка на среднем керне находится под напряжением, правый керн малого сечения будет насыщен. Ввиду этого при колебаниях первичного напряжения напряжение на вторичной обмотке будет мало изменяться.

Напряжение же на компенсирующей обмотке будет индуцироваться в основном потоками рассеяния вследствие наличия воздушного зазора между левым и средним кернами магнитной цепи. Величина этого напряжения будет зависеть от изменения первичного напряжения.

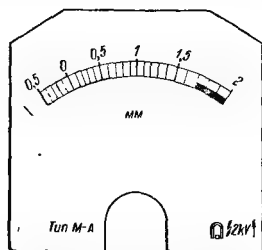
Для стабилизации выходного напряжения вторичная и компенсирующая обмотки включаются встречно, после чего опытным путем подбирается необходимая величина воздушного зазора между левым кернами и основным магнитопроводом. К выходным концам стабилизирующего трансформатора подключаются первичные обмотки на средних кернах датчиков.

Первичное реле 2 (фиг. 94) указателя осевого сдвига является поляризованным импульсным реле постоянного тока типа РП-5 и срабатывает при токе трогания 12 мА. Настройка реле производится на заводе, ввиду чего изменение настройки воспрещается. Контактный «молоточек» реле в нормальном положении сдвинут влево. При сработке реле его молоточек смещается вправо и замыкает контакт вторичного реле 3 (контактора типа АРЭ-2).

Для выпрямления поступающего от датчика тока в корпусе первичного реле встроены селеновый двухполупериодный выпрямитель. Кроме того, в корпусе размещено одно омическое сопротивление, включенное параллельно обмотке поляризованного реле, и одно добавочное омическое сопротивление, включенное последовательно с катушкой реле и служащее для коррекции шкалы указывающего прибора.

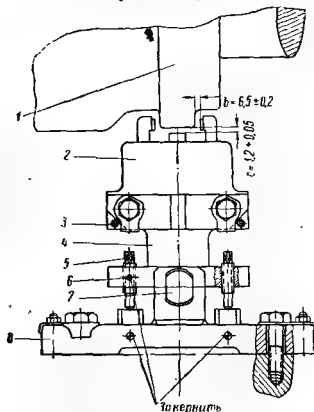
Указывающий прибор 10 (фиг. 94) реле осевого сдвига является миллиамперметром постоянного тока типа М210 75 мВ 15 мА. Прибор включен в цепь датчика после селенового выпрямителя последовательно с импульсным реле и расположен на шите турбины в машинном зале. Шкала прибора (фиг. 97) отградуирована в десятых долях миллиметра. Нулевое деление шкалы соответствует положению ротора турбины, когда он прижат вплотную к нерабочим колодкам переднего комбинированного опорно-упорного подшипника. Деления

влево от нулевого положения соответствуют смещению ротора в сторону выпуска пара за



Фиг. 97. Шкала указывающего прибора реле осевого сдвига

Левая сторона, интервал «0,5» — сторона нерабочих колодок; правая сторона, интервал «0,5» — сторона рабочих колодок; интервал «1,7—2» — красная полоса



Фиг. 98. Установка датчика указателя разности температур расширений ротора и цилиндра

1 — бурт на полумуфте генератора; 2 — датчик; 3 — два установочных штифта; 4 — крошечный; 5 — два упорных винта; 6 — два установочных винта; 7 — палец; 8 — стойка, укрепленная на корпусе заднего подшипника. Зазоры а, б и с указаны для положения, когда ротор отжат к нерабочим колодкам упорного подшипника (линейный зазор а = 3,5 ± 0,2)

счет износа нерабочих колодок. Деления шкалы вправо от нулевого положения соответствуют области перемещений ротора в пределах разбега диска упорного подшипника. Деления пра-

все величины разбega соответствуют зоне износа рабочих колодок упорного подшипника. Предельно допустимым считается износ баббитовой заливки упорных колодок глубиной 1 мм. Шкала правее этого деления отмечена красной полосой.

Вторичное реле измерителя осевого сдвига (промежуточный контактор типа АРЭ-2) и контрольные лампы. Обмотка вторичного реле 3 (фиг. 94) включается при замыкании контакта первичного реле поворотом его молоточка вправо. Время срабатывания вторичного реле уменьшено до 0,04 сек. путем повышения напряжения, подводимого к его обмотке в момент включения. Для этой цели последовательно с обмоткой реле включена лампа накаливания 7 (фиг. 94) 40 вт, 220 в. Сопротивление лампы накаливания является переменным и составляет 80 ом в холодном состоянии и 1200 ом — в горячем состоянии. В момент включения обмотки вторичного реле при холодной нити на обмотку реле приходится около 180 в, т. е. почти полное падение напряжения, значительно превосходящее нормальное напряжение срабатывания этого реле, равное 70 в. После сработки реле и повышения температуры нити и сопротивления лампы накаливания напряжение и ток на зажимах вторичного реле устанавливаются сами собой в нормальных пределах.

Включенная последовательно с обмоткой вторичного реле лампа 7 установлена на щите турбины и закрыта красным стеклом. Загорание красной лампы служит сигналом об аварийном выключении турбины в результате сработки реле осевого сдвига.

Вторичное реле 3 имеет две пары контактов, к одной из которых может быть подведен постоянный ток напряжением 220 в. Нормально замкнуты нижние контакты, от которых напряжение подается к сигнальной лампе, закрытой зеленым стеклом, на щите турбины.

Включение зеленой лампы 8 свидетельствует о подаче на схему напряжения постоянного тока. При срабатывании вторичного реле 3 нижние контакты размыкаются, в результате чего зеленая лампа гаснет и происходит замыкание верхних контактов реле, подающих напряжение на электромагнит для выключения турбины. Как выше указано, красная лампа загорается при сработке первичного реле.

На силовом щите расположено также добавочное сопротивление 6 (фиг. 94) в 100 ом, включенное последовательно с первичной обмоткой датчика 23 указателя разности тепло-

вого расширения, и селеновый выпрямитель 5 с добавочным сопротивлением для питания указывающего прибора 11. В качестве указывающего прибора 11 используется также миллиамперметр типа М210.

Электромагнит. Подъем рычага расцепления 13 (фиг. 94) для закрытия клапана автоматического затвора турбины производится электромагнитом постоянного тока типа КМП-2 ЕД-25%, к сердечнику которого подвешены серыги с пальцем, охватывающие рычаг 13. Для уменьшения времени срабатывания электромагнит устанавливается без демпфера. Время срабатывания в этом случае составляет 0,08—0,10 сек. При сработке вторичного реле в обмотку электромагнита поступает постоянный ток, вследствие чего сердечник втягивается в магнит и приподнимает рычаг расцепления 13. При этом (см. § 53) рычаг включения 15 освобождается от защелки, поворачивается по часовой стрелке, а сидящий с ним на общем валике рычаг, расположенный внутри переднего блока, перемещает в нижнее положение золотник регулятора безопасности, что приводит к закрытию клапана автоматического затвора. Одновременно рычаг включения ударяет по пальцу конечного выключателя 16 (типа ВК-11), в результате чего размыкается цепь питания электромагнита. Контакты выключателя 16 замыкаются вновь при отводе ручки вверх рычага включения 15 для сцепления рычагов перед пуском турбины. Перед пуском, естественно, должна быть установлена и устранена причина, вызвавшая сработку реле осевого сдвига.

Ключ управления КУ-2. К пакетному переключателю ключа управления 2 подведены питающие схему приборов напряжения 220 в переменного тока (первичное напряжение) и 220 в постоянного тока. Рукоятка ключа управления может быть поставлена в трех положениях (рукоятка изображена на схеме спереди, а схема контактов переключателя № 1—16 с задней стороны щита):

1) *Среднее положение* («отключено»). В этом положении рукоятка ставится при неработающей турбине или при необходимости обесточить схему. При этом питающие схему контакты с напряжением 220 в переменного и постоянного токов отключены от схемы. Контакты пакетного переключателя показаны на схеме фиг. 94 в «среднем положении».

2) *Левое положение I* («испытание»). В этом положении через переключатель на схему подается только одно лишь первичное напряже-

ние переменного тока 220 в. В положении *I* производится проверка и настройка схемы при работе турбины под нагрузкой. Напряжение постоянного тока на схему не подается, и в этом случае поэтому исключается возможность срабатки электромагнита и выключения турбины.

3) Правое (смотря спереди на щит) положение *II* («работа») соответствует рабочему состоянию схемы, к которой подводятся одновременно напряжения переменного и постоянного токов. В этом положении горит зеленая лампа на щите турбины, что свидетельствует о подаче на схему напряжения постоянного тока 220 в. Поэтому в положении *II* при работе турбины под нагрузкой запрещается производить какие-либо испытания или настройку схемы во избежание случайной и ложной срабатки реле, посадки клапана автоматического затвора и отключения турбины.

Отдельные положения рукоятки ключа управления КУ-2 (вид спереди) и соответствующие им схемы соединения контактов пакетного переключателя (вид сзади) показаны на таблице фиг. 94, стр. 187.

Эксплуатационные указания

Проверка реле должна производиться работниками релейной службы каждые три-четыре месяца, а также после каждой ревизии турбины или смены колодок переднего упорного подшипника. Результаты испытания должны фиксироваться специальным актом в журнале турбины.

Испытания могут быть произведены как при неработающей, так и при работающей турбине, так как вращение ротора не влияет на настройку реле и градуировку указывающего прибора.

В том случае когда турбина работает под нагрузкой, испытание реле может производиться исключительно в положении *I*.

В положении же *II* испытание реле может производиться во время работы турбины без нагрузки или при неработающей турбине. В этом случае каждый раз при сработке реле будет включаться электромагнит, вызывая закрытие клапана автоматического затвора.

Проверка правильности показаний указывающего прибора производится на основании измерения шупом зазора между пальцем на конце ротора, выступающим из торцевой крышки переднего блока, и специальной скобы. Величина этого зазора при роторе, отжатом в сторону нерабочих колодок, известна по

монтажному формуляру. Поэтому, если измерить этот зазор при смещенном роторе, то по разности зазоров скобы может быть установлена величина осевого сдвига ротора. Эта величина и должна быть сопоставлена с показанием указывающего прибора.

Для проверки правильности градуировки прибора в других положениях производится фиктивное осевое смещение ротора путем поворота кронштейна с датчиком. Для этого надлежит снять пломбу с контрольного болта и удалить специальную шпонку, фиксирующую положение головки винта. Затем медленно вращают головку винта против часовой стрелки и следят за моментом загорания красной лампы, который должен наступить при вступлении стрелки указывающего прибора на красную полосу его шкалы.

После проверки головку винта следует быстро завернуть обратно в нулевое положение, застопорить ее и вновь запломбировать, чтобы не обгорел контакт первичного реле.

Во избежание повреждения сенсенового выпрямителя воспрещается производить под напряжением какие-либо переключения, размыкающие первичную измерительную цепь датчика.

§ 82. Электрическая схема защитного устройства подогревателей высокого давления

Электрическая схема защитного устройства подогревателей высокого давления, описанного в § 92, представлена на фиг. 99. Схема изображена в положении, соответствующем нормальной работе подогревателя. В переключателе 4 замкнуты нижние контакты, в результате чего на щите сигнализации работы подогревателей горит левая (зеленая) лампа 1. При чрезмерном повышении уровня конденсата в подогревателе наружный рычажок 5 конденсатоотводчика 6 поворачивается по часовой стрелке и вызывает размыкание нижних контактов и замыкание верхних контактов переключателя 4, в результате чего зеленая лампа 1 гаснет и замыкается цепь электромагнита 8. Срабатывание электромагнита приводит к отключению подогревателя. После срабатки электромагнита рычаги автоматического клапана 7 нажимают на шток переключателя 3, что приводит к разрыву цепи уже сработавшего электромагнита. При этом замыкаются верхние контакты переключателя 3, что приводит к зажиганию красной сигнальной лампы 2 на щите сигнализации работы подогревателей. Красная

лампа гаснет в тот момент, когда механизм автоматического клапана 7 будет вновь взведен после устранения переполнения подогревателя. Тогда в переключателе 3 будут вновь замкнуты нижние контакты и он будет подготовлен к замыканию цепи электромагнита. Переключатель же 4 окажется в исходном положении, при

ханизмами, срабатывающими в этот момент электромагнитов.¹

Одновременное включение электромагнитов всех обратных клапанов вызывается двумя импульсами: 1) выключением масляного выключателя турбогенератора или 2) закрытием клапана автоматического затвора.

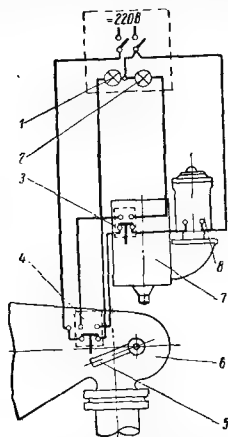
Электрическая схема автоматики показана на фиг. 100 в применении к разнотипным обратным клапанам турбоустановки ВПТ-25. Схема питается постоянным током 220 в, приведенным к щиту защиты от аккумуляторной батареи. На щите, кроме рубильника, установлены промежуточное реле 3 и три сигнальные лампы 4, 5 и 6. Ножи промежуточного реле находятся под напряжением и в нормальных условиях замыкают нижние контакты, к которым подключена средняя зеленая сигнальная лампа 4, горящая в это время.

При выключении масляного выключателя турбогенератора происходит поворот контактной шайбы 2 на механизме выключателя, в результате чего через шайбу замыкается и рабочей обмотки промежуточного реле и следующее срабатывает. При этом нижние контакты реле размыкаются, а верхние замыкают и подают напряжение на все электромагниты 12 обратных клапанов, подсоединенные параллельно. При размыкании нижних контактов зеленая лампа 4 гаснет, красная же при лампа 6 загорается при включении рабочей обмотки реле, так как она соединена с обмоткой последовательно.

При сработке электромагнитов запирающие механизмы обратных клапанов приходят в движение, закрывают клапаны и переставляют контакты переключателей 11. При этом разрывается цепь питания электромагнитов и следующие обесточиваются, благодаря чему прекращается бесцельная разрядка аккумуляторной батареи. Красная же правая лампа 6 до размыкания контактов поворотной шайбы, которая поворачивается в обратном направлении при взводе механизма масляного выключателя турбогенератора. Переключатели на обратных клапанах ставятся автоматически в бачное положение (замыкаются их нижние контакты) при зарядке запирающих механизмов отдельных клапанов.

Аналогичный процесс происходит при закрытии клапана автоматического затвора (см. § 79). В этом случае срабатывает следующее промежуточное реле 6 (фиг. 92), ве

¹ Описание обратных соленоидных клапанов КОС см. в § 101.



Фиг. 99. Электросхема защитного устройства подогревателя высокого давления

1 — зеленая сигнальная лампа; 2 — красная сигнальная лампа; 3 и 4 — переключатели; 5 — рычаг конденсатороводника; 6 — конденсатороводник; 7 — автоматический клапан защитного устройства; 8 — электромагнит постоянного тока

котором замкнуты его нижние контакты и горит зеленая лампа 1.

Электрическая схема защитного устройства питается постоянным током напряжением 220 в.

§ 83. Электрическая схема включения электромагнитов обратных клапанов паропроводов отбора

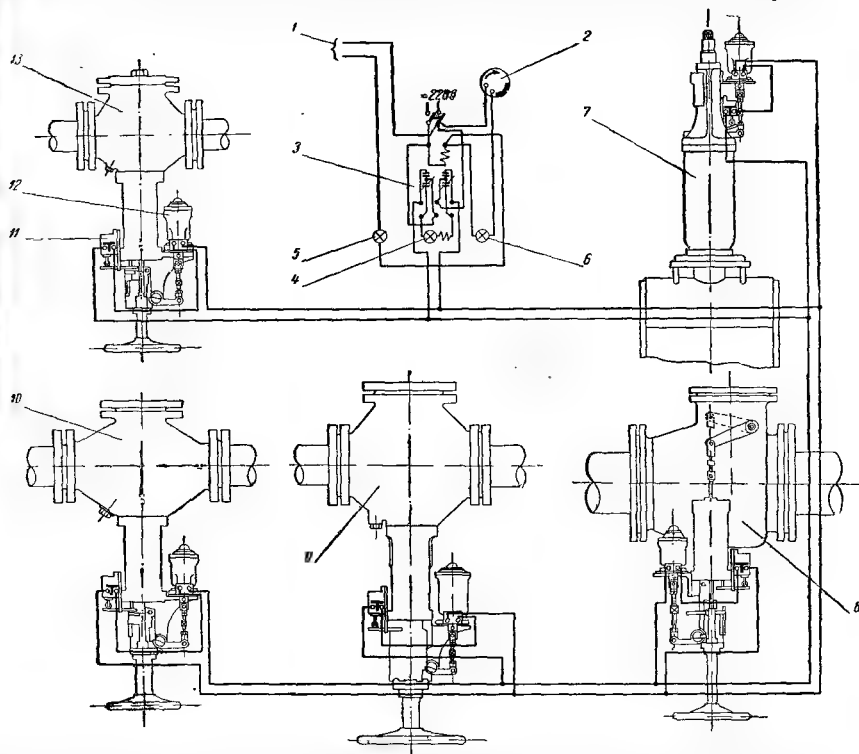
Для защиты турбины от разгона обратным потоком пара из паропроводов отбора при сбросе нагрузки обратные клапаны на отборных паропроводах снабжены запирающими ме-

контакты которого замыкают цепь рабочей обмотки промежуточного реле 3 (фиг. 100) через левую красную лампу 5, которая при этом загорается. Лампа гаснет после открытия клапана автоматического затвора.

§ 84. Дистанционные указатели хода сервомоторов регулирующих диафрагм турбин с отбором пара

Для удобства обслуживающего персонала на главных щитах турбин с отбором пара типов

ВТ, ВПТ и АП устанавливаются дистанционные указатели хода сервомоторов регулирующих диафрагм. Сервомоторы имеют указатели хода, выполненные в виде шкалы со стрелкой. Однако непосредственное наблюдение за сервомоторами при включениях и отключениях регуляторов давления и паропроводов отбора неудобно из-за дальности их расположения от находящейся в щите турбины колонки управления регулятора давления. Для дистанционных указателей применена самосинхронизи-



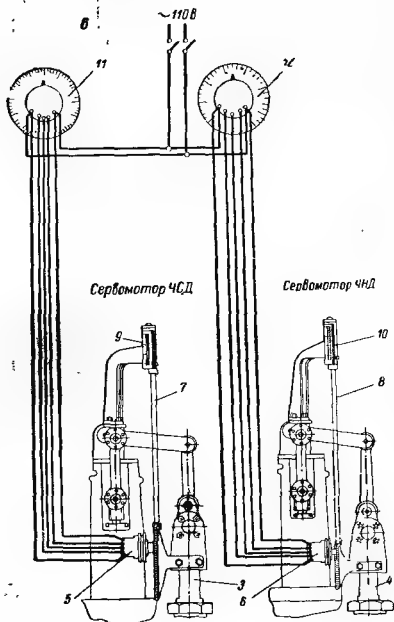
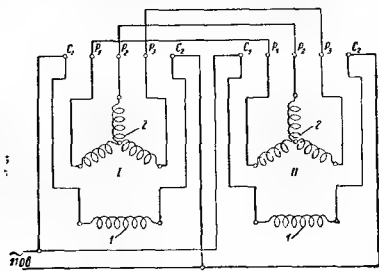
Фиг. 100. Электросхема автоматики обратных клапанов трубопроводов отбора турбины типа ВПТ-25-3

1 — линия от двойного промежуточного реле, срабатывающего при закрытии клапана автоматического затвора (фиг. 92); 2 — контактная шайба выключателя турбогенератора; 3 — промежуточное реле; 4 — зеленая лампа; 5 и 6 — красные лампы;

7 — обратный клапан КОС-1000; 8 — обратный клапан КОС-400; 9 — обратный клапан КОС-300; 10 — обратный клапан КОС-200; 11 — переключатель; 12 — электромагнит; 13 — обратный клапан КОС-150

рующая электрическая система с самосиннами. Самосин является маломощной электрической асинхронной машиной с однофазной первичной и трехфазной вторичной обмотками.

В данном случае применены самосины типа СС-404, на статоре которых расположена одно-



фазная первичная обмотка, а трехфазная вторичная обмотка — на роторе. Каждая система состоит из двух самосинов, из которых один является ведущим, а второй ведомым. Статорные однофазные обмотки самосинов приключаются к двум проводам трехфазной сети 110 в, а трехфазные роторные обмотки соединяются между собой, как показано на схем. фиг. 101, А.

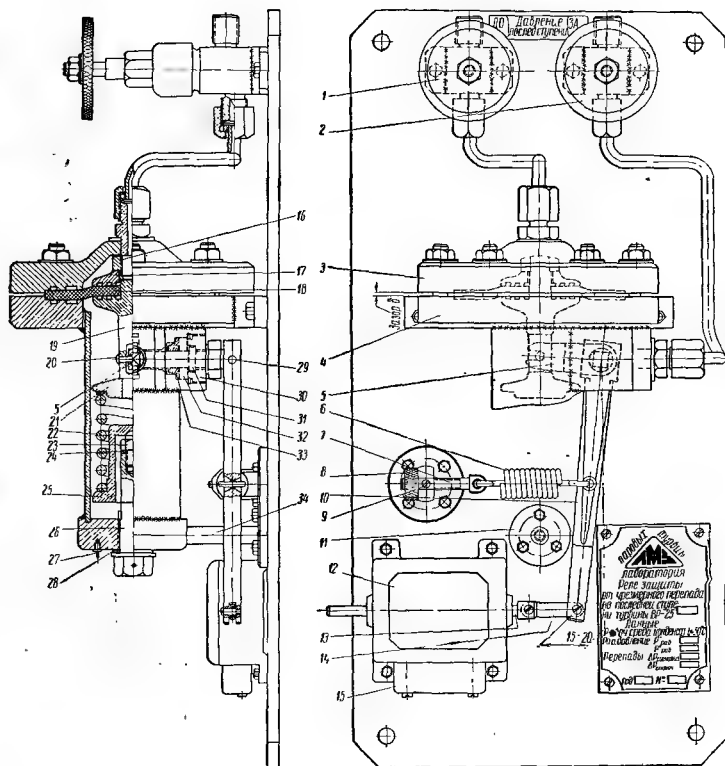
При неподвижных роторах э. д. с. обмоток роторов равны. При повороте ротора ведущего самосина на какой-либо угол э. д. с. обмотки его ротора сдвигаются по фазе от э. д. с. обмоток ротора ведомого самосина. Между обмотками роторов возникают уравнительные токи, создающие на роторе ведомого самосина вращающий момент, поворачивающий ротор на такой же угол, на который поворачивается ведущий самосин. Ведущий самосин имеет в валу шестерню, сцепляющуюся с зубчатой рейкой, сидящей на штоке поршня сервомотора. При перемещении поршня сервомотора ротор самосина поворачивается на соответствующий угол.

Ведомый самосин устанавливается на штифт турбины. На ротор его насажена стрелка. Указательный прибор имеет корпус, напоминающий манометр. Шкала его градуирована в миллиметрах хода сервомотора. На фиг. 101, дана электрическая монтажная схема двух систем дистанционных указателей хода сервомоторов регулирующих диафрагм турбины тип ВПТ-25-3.

§ 85. Защитное устройство последней ступени турбин с противодавлением от чрезмерного перепада давления

Для защиты последней ступени турбин противодавлением от чрезмерного перепада давления пара, который может привести к повреждению диафрагмы и последующему разрыву других частей машины, ЛМЗ применяет специальное защитное устройство (реле защиты от перепада — РЗП).

Фиг. 101. Электрическая и монтажная схемы дистанционных указателей хода сервомоторов регулирующих диафрагм турбины типа ВПТ-25-3
А — электрическая схема: 1 — ведущий самосин; 2 — ведомый самосин; 3 — шток сервомотора регулирующей диафрагмы ЧСД; 4 — шток сервомотора регулирующей диафрагмы ЧНД; 5 и 6 — ведущие самосины с шестернями на валах; 7 и 8 — штифты с зубчатой рейкой и стрелками; 9 и 10 — шкалы хода сервомоторов; 11 и 12 — указатели хода с ведомыми самосинами на штифтах турбины

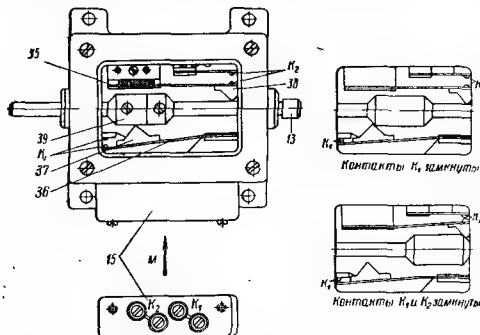


Фиг. 102. Защитное устройство (РЗП) последней ступени турбины с противодействием от чрезмерного перепада давления пара

1 - вентиль (левый) для присоединения прибора к камере турбины перед последней диафрагмой; 2 - вентиль (правый) для присоединения прибора к выхлопному патрубку турбины; 3 - крышка; 4 - корпус реле перепада; 5 - вилка; 6 - добавочная пружина; 7 - натяжной винт; 8 - гайка; 9 - установочный винт; 10 - рычаг; 11 - подставка под стойку 34; 12 - контактное устройство; 13 - шток; 14 - планка; 15 - клеммная колодка; 16 - гайка; 17 - диск; 18 - резиновая мембрана; 19 - катушка; 20 - шпиль; 21 - тарелка пружины; 22 - пружина; 23 - наконечник; 24 - подстроечная шпилька; 25 - стержень; 26 - регулировочный болт; 27 - винт с ушком под шомбур; 28 - подкладочное медное кольцо; 29 - конусный штифт; 30 - уплотнительная гайка; 31 - вал; 32 - катушка; 33 - резиновая уплотнительная манжета; 34 - стойка под корпус 4; 35 и 36 - контактные пружины; 37 и 38 - кулачки; 39 - кулачковая муфта

K_1 - контакты включения звукового сигнала и электродвигателя синхронизатора турбины;
 K_2 - аварийные контакты включения электромагнита рычага расцепления турбины;
 I - нормальное положение контактного устройства;
 II - контакты K_1 замкнуты;
 III - контакты K_1 и K_2 замкнуты

Перепад давления пара на последнюю ступень возрастает с повышением расхода пара через турбину, но особенно резкое возрастание перепада происходит при падении давления пара в выхлопном патрубке турбины ниже расчетного при наличии существенного расхода пара через турбину. Чрезмерное понижение давления пара в выхлопном патрубке турбины



Фиг. 103. Контактное устройство (обозначения см. фиг. 102)

может возникнуть в результате разрыва паропровода системы противодавления, резкого увеличения потребления отработавшего в турбине пара, в результате неправильного переключения паропроводов и т. п.

Защитное устройство (РЗП) последней ступени автоматически выполняет следующие действия:

1. При повышении перепада давления пара на последней ступени до предельно допустимой величины защитное устройство включает одновременно звуковую сигнализацию и приводной электродвигатель синхронизатора, причем направление вращения электродвигателя соответствует снижению электрической нагрузки турбины.

2. При возрастании перепада на последней ступени до аварийного значения защитное устройство через промежуточное реле включает электромагнит рычага расцепления турбины (10, фиг. 94) и тем самым вызывает посадку клапана автоматического затвора, отключение турбины от паропровода свежего пара и последующую ее остановку.

Защитное устройство состоит из реле перепада 4 (фиг. 102) и контактного устройства 12.

Реле перепада является дифференциальным прибором, две полости которого разделены эластичной резиновой мембраной 18. Верхняя полость над мембраной прибора соединяется через левый вентиль 1 с паровой камерой турбины перед последней ступенью. Нижняя полость прибора под мембраной соединяется через вентиль 2 с выхлопным патрубком турбины, т. е. с пространством после последней ступени.

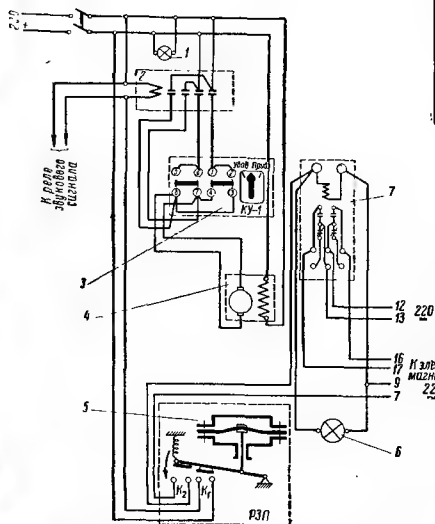
Мембрана зажата по периферии между крышкой 3 и корпусом 4 прибора, а в средней ее части — между диском 16 и катушкой 19. Мембрана отжимается вверх регулировочной пружиной 22, упирающейся в тарелку 21 катушки. Натяг пружины 22 определяется толщиной подстроечной шайбы 24, заложенной под наконечник 23 регулировочного болта 26. После окончательной настройки прибора регулировочный болт должен быть плотно завернут в корпус, причем для уплотнения резьбового соединения предназначено медное подкладочное кольцо 28. После настройки на реле перепада накладывается пломба, для чего предусмотрено отверстие в головке регулировочного болта и винт с ушком 27.

При нормальном перепаде давления пара на последней ступени мембрана 18 с катушкой 19 отжимается усилием пружины до упора в крышку прибора. При соответствующем возрастании перепада давления перестановочная сила мембраны преодолевает силу пружины, в результате чего мембрана прогибается вниз и перемещает катушку 19. С катушкой при помощи штифта 20 сцеплена вилка 5, сидящая на квадратном уступе валика 31. На другом конце валика, выведенном из корпуса наружу через резиновую уплотнительную манжету 33 при помощи винта 29 закреплен рычаг 10, который планкой 14 соединен со штоком 13 контактного устройства 12 (фиг. 103). При прогибе мембраны вниз рычаг 10 поворачивается против часовой стрелки (если смотреть на защитное устройство спереди) и перемещает по мере повышения перепада шток 13 контактного устройства слева направо.

В контактном устройстве 12 имеется две пары контактов K_1 и K_2 . При предельно допустимом перепаде на последней ступени и соответствующем смещении штока 13 замыкаются контакты K_1 , в результате чего одновременно включаются звуковая сигнализация и привод

ной электродвигатель синхронизатора турбины на снижение нагрузки.

При аварийном перепаде давления на последней ступени шток контактного устройства смещается дальше вправо, в результате чего замыкаются контакты K_2 , что вызывает сработку электромагнита рычага расцепления и остановку турбины. На фиг. 103 показаны соответствующие последовательные положения контактов, наблюдаемые через смотровое стекло контактного устройства.



Наружный рычаг 10 после сборки прибора в отсутствии перепада на отжатой до верхнего упора мембране заштифтовывается коническим штифтом 29 на валике 31 таким образом, чтобы нижний конец рычага был смещен влево от вертикали на 15—20 мм.

Рычаг 10 оттягивается в сторону пружины 6 для устранения люфта в месте соединения вылки 5 со штифтом 20 катушки. Пружина 6 должна быть всегда натянута, причем величина натяга должна составлять около 1,8 кг, чему соответствуют четыре оборота

гайки 8. После установки натяга натяжной винт 7 стопорится установочным винтом 9.

Мембрана 18 изготовлена из эластичной маслостойкой технической резиновой пластины

Положения рукоятки и схема коммутации контактов ключа управления КУ-1(пз)

Вид рукоятки (спереди) и схемы пакетов (сзади) в положении „отключено“	Убав. Приб.	①	②	③	④
	Обороты турб.	④	③	②	①
Тип рукоятки и пакетов		2		2	
N пакетов		1 3		2-4	
Положения		5-7		6-8	
„Отключено“					
„Прибавить“			×		×
„Убавить“		×		×	

Фиг. 104. Электросхема защитного устройства РЗП последней ступени турбин с противодействием от чрезмерного перепада

1 — сигнальная лампа; 2 — реле типа ЭП-101; 3 — ключ управления (КУ-1) типа КВ-22П VI-6с; 4 — приводной реверсивный электродвигатель постоянного тока синхронизатора; 5 — защитное устройство последней ступени (РЗП); 6 — сигнальная красная лампочка; 7 — промежуточное реле типа АРЗ-2.

Цифры 7, 9, 12, 13, 16 и 17 обозначают номера соответствующих зажимов на панели зажимов реле осевого сдвига (см. фиг. 94), с которыми соединяются отдельные зажимы приборов изображенной схемы. Рукоятка ключа управления 3 показана на схеме спереди, а схема его контактов — с задней стороны.

группы VII. Мембрана обжимается в центральной части на 3 мм, чему соответствуют 1,25 оборота гайки 16, если за начало вращения гайки считать момент ее касания о диск 17. Шпильки фланцевого соединения корпуса следует равномерно затягивать до получения по периферии между фланцами корпуса постоянного зазора $\delta = 1,75 \pm 0,25$ мм.

Обе полости прибора над мембраной и под ней одновременно испытываются на плотность при давлении 90 ат. Полости прибора заливаются конденсатом на заводе-изготовителе.

Защитное устройство должно быть подключено к турбине до пуска турбины в работу путем присоединения левого вентилia 1 к камере турбины перед диафрагмой последней ступени и правого вентилia 2 — к выхлопному патрубку. После открытия обоих вентилей они должны быть совместно запломбированы через специальные отверстия в их ручках.

Для обеспечения надежного действия защитного устройства необходимо не реже одного раза в неделю производить его наружный профилактический осмотр для устранения возможных протечек.

При ревизиях турбины необходимо проверить работу всего устройства, подвода для создания необходимого перепада нужное давление через отсоединенный от турбины левый вентиль 1.

В зависимости от типа турбины защитное устройство настраивается на перепады давления пара (в ат), приведенные в табл. 23.

Таблица 23

Тип турбины	Предельный перепад, при котором включается звуковая сигнализация и электродвигатель синхронизатора на снижение нагрузки	Аварийный перепад, при котором включается электромагнит рычага расцепления для отключения турбины
BP-25-16-4	7,5	10
BP-25-31-3	11	15

Точность срабатывания защитного устройства составляет 0,2 ат.

Электрическая схема защитного устройства (РЗП) показана на фиг. 104 вместе со схемой ключа для дистанционного управления изменением электрической нагрузки турбины и приводного электродвигателя механизма синхронизатора.

Контакты K_1 защитного устройства включены в цепь постоянного тока 220 в и при за-

мыкании включают параллельно катушку реле 2 и катушку не показанного на схеме промежуточного реле звукового сигнала. При сработке реле 2 на якорь электродвигателя 4 синхронизатора подается напряжение постоянного тока таким образом, что двигатель вращается в сторону, соответствующую снижению электрической нагрузки. (На фиг. 104 помещена также схема и диаграмма ключа управления 3, показывающая положения рукоятки ключа и соответствующие переключения контактов.)¹

Электродвигатель 4 смонтирован вместе с синхронизатором на стойке переднего подшипника турбины. Ключ управления 3 и реле 2 находятся на главной щите электростанции, но иногда ключ управления 3 дублируется также на щите турбины.

Контакты K_2 защитного устройства РЗП включены в цепь переменного тока напряжением 220 в, который подведен от панели зажимов реле осевого сдвига (см. фиг. 94). При замыкании контактов K_2 включается катушка промежуточного реле 7 и одновременно красная сигнальная лампочка 6, расположенная на щите турбины. Включение лампы сразу показывает персоналу, что сработала защита последней ступени турбины.

Реле 7 имеет две пары контактов, к которым может быть подведен постоянный ток напряжением 220 в от зажимов № 12 и 13 панели реле осевого сдвига. Нормально замкнуты свободные нижние контакты реле. При срабатывании реле 7 замыкаются его верхние контакты и включают электромагнит рычага расцепления турбины (см. § 81) через зажимы № 16 и 17 панели реле осевого сдвига.

Защитное устройство 5 и реле 7 монтируются на щите турбины.

¹ Рукоятка ключа управления 3 (КУ-1) показана на схеме спереди, а схема контактов — с задней стороны ключа.

ЧАСТЬ ТРЕТЬЯ

ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Глава двадцать первая

КОНДЕНСАТОРЫ

§ 86. Конструкции конденсаторов

Конденсатор служит для создания вакуума в выпускном патрубке турбины. Вакуум в конденсаторе создается при помощи конденсации отработавшего пара в результате резкого уменьшения удельного объема (более чем в 30 000 раз) при превращении пара в конденсат и отсоса воздуха из конденсатора посредством эжекторов.

В современных мощных паротурбинных установках применяются исключительно конденсаторы поверхностного типа, в которых охлаждающая циркуляционная вода прокачивается через пучки трубок, расположенные в паровом пространстве конденсатора. Пар, поступающий из турбины, соприкасается с холодной поверхностью трубок и конденсируется на них, отдавая теплоту парообразования протекающей через трубки циркуляционной воде. Конденсат стекает в нижнюю часть конденсатора и откачивается из сборника конденсата конденсатным насосом. Воздух, проникающий в конденсатор через неплотности вакуумной системы установки и поступающий в ничтожном количестве вместе с паром из парового котла, непрерывно отсасывается из конденсатора воздухоотсасывающим устройством. ЛМЗ применяет для отсоса воздуха паровые эжекторы (см. § 88).

Конденсат используется для питания паровых котлов и представляет большую ценность, в особенности в установках высокого давления, так как паровые котлы высокого давления требуют применения питательной воды особо высокого качества. По этой причине необходимо следить за тем, чтобы конденсат турбины был чистым дистиллятом, т. е. не содержал каких-либо примесей в результате присоса сы-

рой циркуляционной воды через лопнувшие охлаждающие трубки или неплотности в местах их развальцовки. В нормально работающем конденсаторе конденсат дегазируется, что облегчает работу деаэратора и предупреждает ржавление системы. В эксплуатации не следует допускать переохлаждения конденсата во избежание лишних потерь на его подогрев. Гидравлическое сопротивление водяной системы конденсатора должно быть незначительным, чтобы уменьшить расход энергии на прокачку циркуляционной воды через конденсатор.

Теоретически возможный вакуум в конденсаторе зависит только от температуры и расхода охлаждающей воды. Однако облопачивание последней ступени ограничивает увеличение используемого турбиной перепада при углублении вакуума в конденсаторе. Облопачивание последней ступени может пропустить лишь определенный объемный расход пара при заданном вакууме и сработать лишь ограниченный перепад (обеспечить расширение пара лишь до ограниченного противодавления). Величина объемного расхода и степень расширения пара в облопачивании лимитируются сечениями лопаточных каналов с учетом расширения пара в косом срезе. При чрезмерном углублении вакуума расширение пара будет происходить по выходе его из лопаточного аппарата, ввиду чего прироста мощности от этого не произойдет. Вакуум, соответствующий предельному расширению пара в облопачивании, называется предельным.

Однако вести эксплуатацию турбины при предельном вакууме невыгодно, так как для создания его требуется значительная дополнительная затрата электроэнергии для прокачки повышенного количества охлаждающей воды через конденсатор (если предельный вакуум

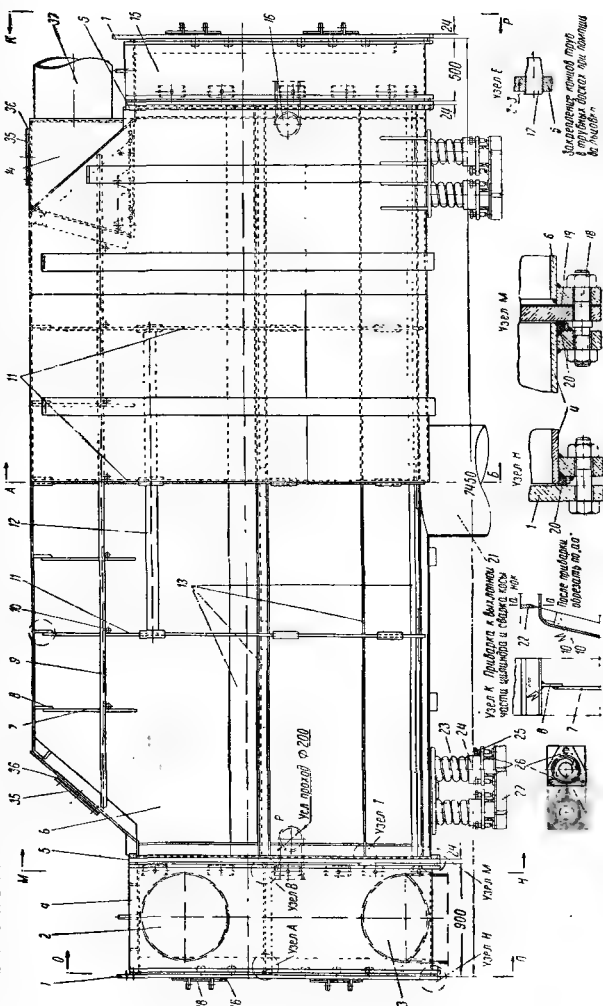
вообще достижим при располагаемой в данное время года температуре охлаждающей воды). Поэтому для каждой установки должен быть определен путем установления наиболее выгодный или экономический вакуум, который соответствует максимальному выигрышу в мощности от углубления вакуума с учетом дополнительной затраты мощности на прокачку охлаждающей воды через конденсатор.

Значение экономического вакуума, естественно, будет зависеть от температуры охлаждающей воды.¹

Как показали исследования Всесоюзного теплотехнического института, регулирование количества охлаждающей воды путем применения циркуляционных насосов с регулируемым приводом или путем дросселирования напора насосов задвижками со стороны нагнетания экономически не оправдывается. В каждой установке обычно имеется возможность осуществить несколько комбинаций включения циркуляционных насосов (при полностью открытых задвижках со стороны нагнетания) для подачи различного коли-

¹ «Руководящие указания по установлению и поддержанию режима наиболее выгодного вакуума в паротурбинных установках», Госэнергоиздат, 1941.

А. С. Зильберман и Г. С. Смоляров. Влияние вакуума в конденсаторе на экономичность паровой турбины, «Тепло и сила», 1939, № 7.



чества охлаждающей воды в конденсатор (например: один или два насоса на один конденсатор, три насоса на два конденсатора). Каждая комбинация включения циркуляционных насосов соответствует затрате определенной электрической мощности для привода насосов.

В результате испытаний по определению экономического вакуума для каждого турбоагрегата устанавливается режимный график работы конденсационной установки. По графику в зависимости от температуры охлаждающей воды и расхода пара в конденсатор определяют, сколько циркуляционных насосов и в какой комбинации должны быть включены в работу и какой при этом должен быть вакуум в конденсаторе.

Первые турбины серии высокого давления ЛМЗ были оборудованы конденсаторами с центральным отсосом воздуха и кольцевым потоком воды и конденсаторами типа ОВ.¹ Впоследствии завод перешел к изготовлению конденсаторов с ленточным расположением пучков трубок. В настоящее время все турбины снабжаются конденсаторами последнего типа.

На фиг. 105 изображен конденсатор типа 25КНС-8 (для морской воды). Отличительной особенностью этих конденсаторов является укорочение пути пара через толщу трубного пучка, имеющего в поперечном разрезе конденсатора в каждой половине вид сложенных лент. Поток пара, поступающий сверху в конденсатор из выхлопного патрубка турбины, свободно распределяется по всей длине конденсатора и подходит широким фронтом к пучку трубок через центральный проход, боковые проходы в верхней половине и глубокие прорезы в толще самих пучков. Подобная конструкция обеспечивает малое паровое сопротивление конденсатора.

Поступающий в конденсатор пар свободно проходит через центральный проход между пучками трубок до нижней части конденсатора, обеспечивая в нем одинаковую температуру с верхней частью, благодаря чему температура конденсата мало отличается от температуры пара.

Горизонтальные щиты с лотками в средней части конденсатора служат для направления потока пара и защиты расположенных под ними пучков трубок от стекающего сверху кон-

денсата, что улучшает теплообмен нижних пучков. Слив конденсата из лотков обеспечивается через вырезы в их бортах около трубных досок. Щитки с гидравлическим затвором под нижними пучками препятствуют прососу пара помимо трубных пучков к воздушным холодильникам, расположенным с обеих сторон конденсатора. В воздушных холодильниках сечение для прохода воздуха и остатков пара резко уменьшается, что увеличивает его скорость и содействует интенсивности охлаждения воздуха. Из воздушных холодильников воздух отсасывается эжектором.

Циркуляционная охлаждающая вода имеет во всех конденсаторах ЛМЗ два хода. Вода подается в конденсатор через нижние патрубки передней водяной камеры; в задней водяной камере вода переходит из нижних пучков трубок в верхние пучки и сливается через верхние патрубки. Каждая водяная камера разделена вертикальной стенкой на две независимые половины с раздельными ходами охлаждающей воды. Такая конструкция позволяет производить чистку с водяной стороны каждой половины конденсатора в отдельности без остановки турбины.

Охлаждающие трубки изготавливаются из латуни марки Л-68 (ГОСТ 931-41). Трубки с обеих сторон развальцовываются в трубных досках, причем выступающие через трубную доску в полость водяных камер концы трубок должны иметь длину в пределах 2—3 мм.

В случае применения пресной охлаждающей воды трубные доски изготавливаются из стали и привариваются к корпусу конденсатора; при работе же на морской воде трубные доски выполняются из монм-металла (марки ЛС-59-1). В последнем случае трубные доски крепятся к корпусу на шпильках с буртами.

В водяных камерах конденсаторов для морской воды устанавливаются цинковые протекторные пластины толщиной 8—12 мм, предназначенные для защиты латунных трубок от электролитического разделения.

Для предохранения от разъедания обработанную к морской воде очищенную от ржавчины и грязи железную поверхность водяных камер рекомендуется покрывать асфальтовым лаком, суриком или лучше всего портланд-цементом. Портланд-цемент заводится на воде до консистенции густой сметаны и плоской кистью наносится на внутреннюю поверхность камеры. Поверхность покрывается цементом три-четыре раза, причем каждый слой хорошо просушивается до последующего покрытия.

¹ Описание конденсаторов этих типов см. в кн.: Л. И. Тубянский, Обслуживание паровых турбин нормального давления ЛМЗ имени Сталина, Госэнергоиздат, 1949.

Между трубными досками в паровом пространстве конденсатора установлены поддерживающие перегородки, оси которых по отношению к трубным доскам незначительно смещены, чтобы зажать трубки и тем самым отстроить частоту их вибрации от резонанса с частотой вращения турбины (50 *per/сек*).

Слив конденсата и дренажа из элементов турбоустановки производится в паровое пространство конденсатора через коллекторы или через расширительный бак. В случае непосредственного слива в конденсатор дренажей высокого давления на конце сливной трубы, введенной в корпус конденсатора, ставится отклонитель (из корочебчатого железа), направляющий выходящую с большой скоростью струю пароводяной смеси в сторону, во избежание эрозийного повреждения латунных трубок.

Крышки водяных камер конденсатора уплотняются при помощи резиновых полос прямоугольного сечения (10×20), закладываемых в специальные пазы во фланцах по периметру и в перегородках водяных камер, причем стыки резиновых полос склеиваются. Перед установкой крышек сначала следует накрутить внутренние гайки, находящиеся на связях внутри водяных камер, до отказа в сторону трубных досок.

После заложения резиновых полос и установки крышек на место производится затяжка шпилек и болтов по периметру крышек. Затем внутренние гайки отдают обратно до соприкосновения с крышками, после чего производится подмотка для гидравлических уплотнений связей и шпилек и затяжка всех наружных гаек на шпильках и связях, проходящих из водяных камер наружу.

Крышки лазов уплотняются при помощи листовой резины с парусиновой прокладкой.

Конденсаторы выполняются цельносварными. В зависимости от размеров корпуса конденсаторов с водяными камерами, трубными досками и промежуточными перегородками свариваются целиком на заводе или изготавливаются из трех частей (по условиям железнодорожных габаритов), которые свариваются на месте монтажа согласно особым указаниям завода. На месте монтажа до набивки трубок производится также вырезка отверстий в корпусе для присоединения продувочных трубопроводов и пр.

Конденсаторы жестко соединяются с выпускным патрубком турбины путем сварки на месте монтажа. К чугунным выпускным па-

трубкам конденсаторы присоединяются при помощи фланца. Конденсатор устанавливается на пружинных опорах, воспринимающих его вес (без воды), а также компенсирующих температурные расширения. Вес воды воспринимается цилиндром турбины.

Присоединение конденсатора к турбине на месте монтажа производится следующим образом: установленный на пружинных опорах конденсатор после набивки трубок подводится к выпускному патрубку турбины путем равномерного заворачивания болтов 25, вследствие чего поднимаются стаканы 24 и поджимаются пружины 23. Конденсатор поднимают до момента соприкосновения верхней полки паровыпускного патрубка конденсатора со стенкой выпускного патрубка турбины.

Затем производится подбивка верхней полки патрубка конденсатора для образования минимальных зазоров между соединяемыми частями. После этого конденсатор с внутренней стороны приваривается к турбине, а также привариваются косынки 8 и соединительные планки 7. Лишние, выступающие в патрубок части полок конденсатора отрезаются. Затем измеряются расстояния между опорами и стаканами пружин 23 и по данным замеров пригоняются планки 26. Планки устанавливаются под стаканами, после чего болты 25 ослабляются.

Плотность сварных швов соединения конденсатора с выпускным патрубком турбины и трубопроводами проверяется путем заливки вакуумной системы конденсатом. Перед этим испытанием, во избежание повреждения паронитовой прокладки атмосферной диафрагмы, она должна быть заменена специальным стальным кольцом (см. § 97).

Конденсаторная группа (100-КЦС-2) турбины типа ВК-100-2 состоит из двух отдельных конденсаторов. Отличительная особенность конденсаторов этого типа заключается в том, что в паровое пространство каждого конденсатора встроена камера одной секции поверхностного подогревателя низкого давления № 1. Камера расположена под входным фланцем на боковой стенке, которой конденсатор обращен к смежному конденсатору.

Обе секции подогревателя соединяются по основному конденсату турбины параллельно в случае применения конденсаторной группы 100-КЦС-3. Секции подогревателей этих конденсаторов имеют U-образные трубки.

В ранее выпускавшемся заводом конденсаторной группе типа 100-КЦС-2 обе секции по-

догревателя № 1 имели прямые трубки диаметром 19/17,5 мм и вторую трубную доску. В этом случае обе секции соединены по основному конденсату последовательно.

Отборный пар из цилиндра низкого давления турбины поступает в камеру каждой секции из тройника через отверстие в боковой стенке конденсатора.

Трубные системы подогревателя для удобства выемки их при ревизии снабжены роликами, которыми опираются на нижние стенки камер в конденсаторах; кроме того, к наружным водяным камерам крепятся специальные приспособления с роликами для выкатки трубных систем по рельсам.

Технические данные о конденсаторах ЛМЗ изготавливаемых в настоящее время типов приведены в приложении 7.

Эксплуатационные замечания

Обслуживание конденсатора заключается в основном в обеспечении необходимого вакуума и в сохранении водяной и воздушной плотности конденсатора, т. е. в недопущении притока сырой охлаждающей воды и воздуха в паровое пространство конденсатора.

Бесперебойная работа конденсатора зависит от исправной работы и плотности всех элементов конденсационной установки и находящихся под вакуумом частей турбины и системы регенерации: циркуляционных и конденсатных насосов, эжекторов, арматуры, трубопроводов и пр., от чистоты охлаждающих трубок, состояния приемных сеток или фильтров, градирен или брызгальных бассейнов, а также от количества и качества циркуляционной воды.

Для наблюдения за работой конденсатор снабжается термометрами для измерения температуры циркуляционной воды непосредствен-

но перед каждым входным патрубком и после каждого сливного патрубка. Для наблюдения за уровнем конденсата в паровом пространстве конденсатора (в целях регулирования работы конденсатных насосов) предусмотрено водоуказательное стекло. Водоуказательное стекло устанавливается на такой отметке, чтобы торсиками нижнего крана был на одном уровне с нижней точкой корпуса конденсатора. На стекле полезно сделать пометку, соответствующую уровню нижней точки трубного пучка чтобы при нормальной работе не допускать за топления трубок, приводящего к переохлаждению конденсата.

Во избежание появления пузырей в стеклянной трубке параллельно водоуказательному прибору, как показано на фиг. 105, присоединяется вертикальная железная трубка, соединяемая сверху непосредственно с паровым пространством, а снизу со сборником конденсата. На нижней трубке к водоуказательному прибору делается водяной затвор. Соединительные трубы диаметром не менее 32×2,5 следует прокладывать с уклоном, как показано на фиг. 105. Краны и стекла испытываются гидравлическим давлением не менее 2 кг/см².

Для наблюдения за чистотой конденсата применяются солемеры или производятся регулярные химические анализы конденсата, которые позволяют определить наличие примесей сырой воды и кислорода в конденсате.

Охлаждающая вода в систему конденсата может засасываться через лопнувшие охлаждающие трубки или неплотности в местах разъемов.

Сроки чистки и ремонта конденсатора зависят от местных условий и устанавливаются наблюдением над температурами, вакуумом, результатами анализа конденсата и циркуляционной воды.¹

Глава двадцать вторая

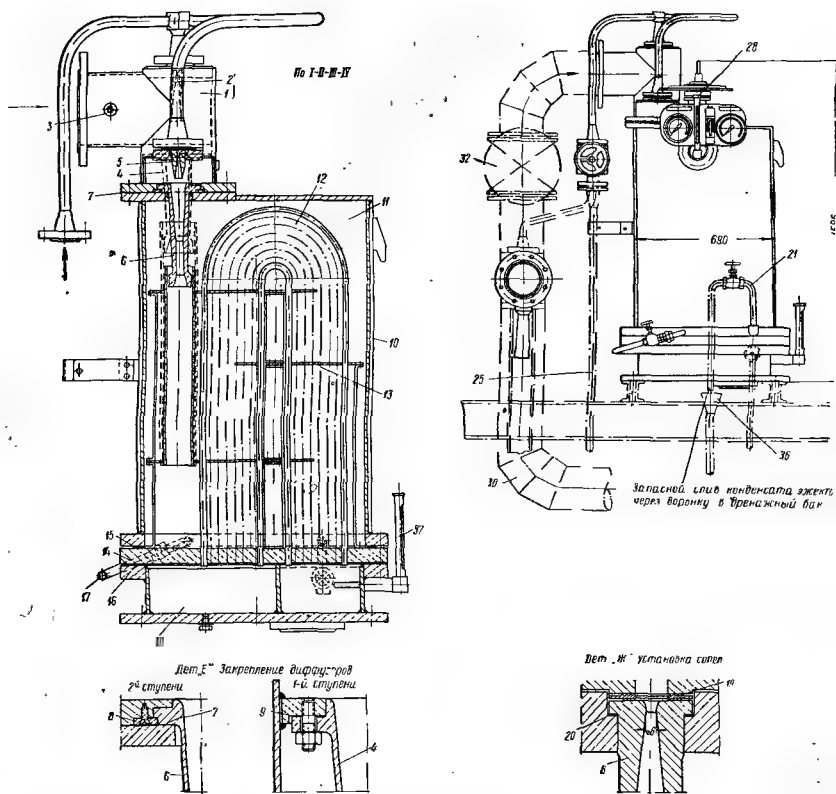
ПАРОСТРУЙНЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

Пароструйные эжекторы применяются в турбоустановках в основном для отсоса воздуха из конденсаторов и других аппаратов. Кроме того, эжекторы простейшей конструкции находят применение в качестве вспомогательных и временно действующих устройств для заполнения водой, путем откачки воздуха трубопроводов, насосов циркуляционной си-

стемы, если насосы расположены выше уровня воды, и т. п.

Эжекторная группа турбины состоит из одного или двух главных эжекторов и одного двух пусковых (вспомогательных) эжектора

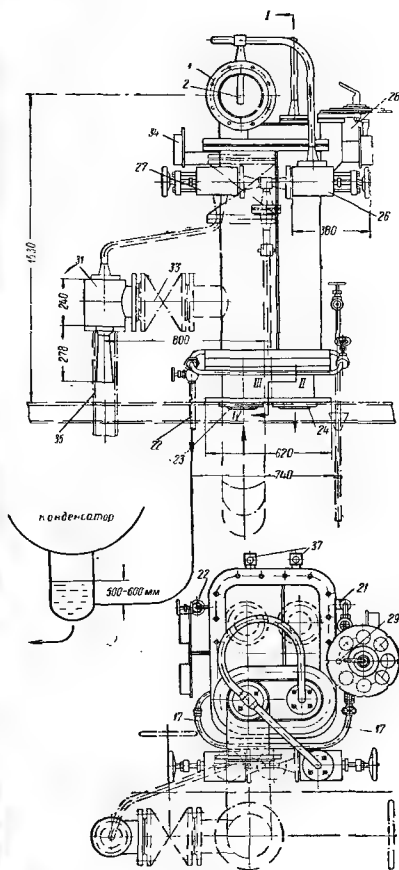
¹ Подробные сведения о чистке конденсаторов мероприятий против их загрязнения приведены в В. И. Бункин, Эксплуатация паротурбинных установок, Госэнергоиздат, 1950.



Фиг. 107. Паровой двухступенчатый эжектор типа ЭП-2-400-3 и его установка совместно с пусковым эжектором

1 — всасывающая камера 1-й ступени; 2 — паровое сопло 1-й ступени (на разрезе показаны пульты); 3 — штуцер для присоединения вакуумметра; 4 — диффузор 1-й ступени (на разрезе показаны пульты); 5 — паровое сопло 2-й ступени; 6 — диффузор 2-й ступени; 7 — паронитовая прокладка; 8 — шпилька для крепления 6; 9 — паронитовая прокладка; 10 — корпус; 11 — вертикальная перегородка между камерами охладителей 1-й и 2-й ступеней; 12 — трубная система охладителя 2-й ступени; 13 — направляющие перегородки; 14 — трубная доска; 15 и 16 — паронитовые прокладки; 17 — слив конденсата из камеры охладителя 2-й ступени в камеру 1-й ступени; 18 — водяная камера; 19 — стальная зубчатая прокладка; 20 — паронитовая прокладка; 21 — дополнительный слив конденсата из камеры охладителя 2-й ступени в дренажный бак; 22 — слив конденсата из камеры охладителя

1-й ступени; 23 и 24 — подвод и отвод основного конденсата турбины в охладитель; 25 — подвод свежего пара в д. л.; 26 — дроссельные игольчатые клапаны для регулирования давления пара к соплам основного и пускового эжекторов; 27 — щит с приборами контроля работы основного эжектора; 28 — выпуск паровоздушн. смеси в атмосферу; 29 — воздухопровод от конденсатора к основному эжектору с отводом к пусков. эжектору; 30 — пусковой эжектор типа ЭП-1-600-3; 31 и 32 — горные радиожиги; 33 — щиток с приборами пускового эжектора; 34 — выходящая труба в атмосферу пускового эжектора; 35 — воронка для слива из 21; 36 — термометры для измерения температуры основного конденсата турбины перед и после охладителей



Соединением патрубком для присоединения воздухопровода из конденсатора. В раздельные отсеки камеры сверху вставлены сопло 2 первой ступени сжатия и сопло 5 второй ступени, к которым одновременно подводится пар через вьюлчатый дроссельный клапан 26. В камере по осям сопел закреплены диффузоры первой

и второй ступеней 4 и 6. С нижней стороны к корпусу привернуты трубная доска 14 с развальцованными в ней двумя пучками Γ -образных латунных трубок поверхностных холодильников и водяная камера 18. Пучки трубок охладителей первой и второй ступеней расположены в отдельных камерах корпуса.

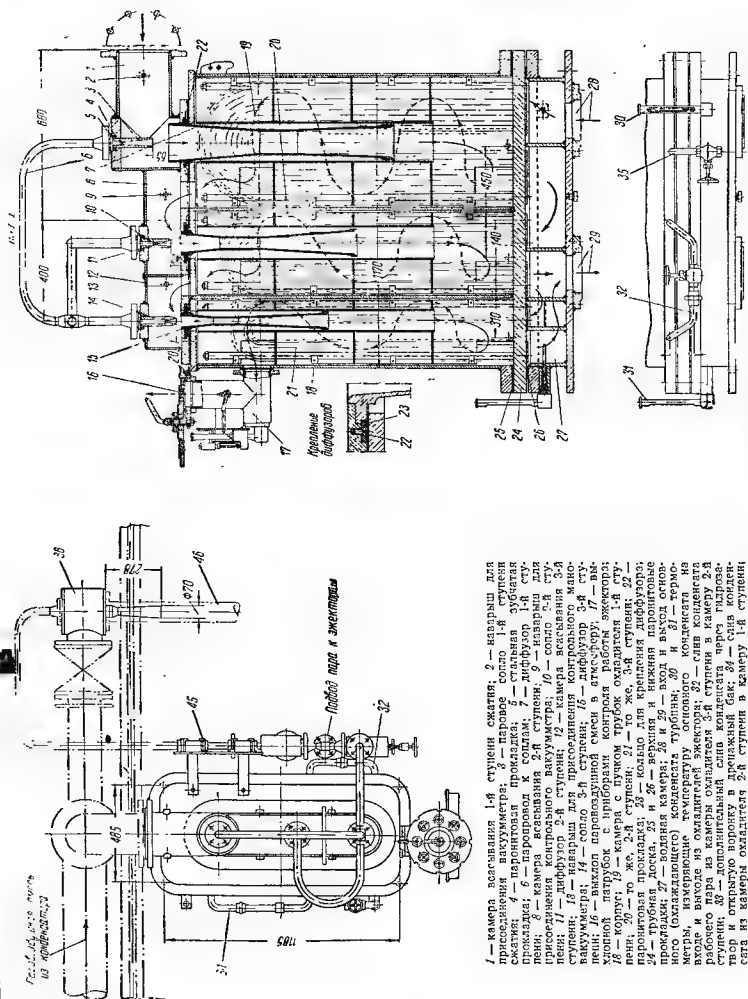
Эжектор имеет две ступени сжатия паровоздушной смеси, включенные последовательно. Поступающая из конденсатора во всасывающую камеру 1 паровоздушная смесь (направление отмечено стрелкой) сжимается в диффузоре 4 струей пара из сопла 2 первой ступени сжатия до некоторого промежуточного давления между давлением в конденсаторе и атмосферным давлением. Из диффузора смесь рабочего пара эжектора и паровоздушной смеси из конденсатора направляется в нижнюю часть поверхностного охладителя. Паровоздушная смесь направляется перегородками и поднимается в верхнюю часть охладителя, причем пар конденсируется на его трубках. Остаток паровоздушной смеси проходит во всасывающую камеру эжектора второй ступени благодаря существующему там пониженному давлению.

Вторая ступень эжектора работает аналогично первой ступени и снабжена независимым поверхностным охладителем 12. Паровоздушная смесь сжимается во второй ступени до давления, незначительно превышающего атмосферное. Смесь рабочего пара и остатков смеси из первой ступени поступает в поверхностный охладитель второй ступени эжектора, в котором пар конденсируется. Остаток смеси выпускается через выпускной патрубок и отверстие 29 измерительного устройства в атмосферу.

В качестве охлаждающей среды для поверхностных холодильников эжекторов применяется основной конденсат турбины, подаваемый конденсатным насосом. Таким образом, скрытая теплота рабочего пара эжектора не теряется, а передается питательной воде и возвращается в паровой котел.

В поверхностном охладителе первой ступени эжектора, кроме конденсации пара, происходит также охлаждение воздуха, в результате чего расход пара на сжатие воздуха до атмосферного давления во второй ступени эжектора уменьшается.

Подвод охлаждающего конденсата производится в водяную камеру эжектора снизу со стороны охладителя первой ступени. Благодаря перегородкам в водяной камере охлаж-



Фиг. 108 Паровой струйный эжектор типа ЭП-3-600-4 и его установка совместно с насосом

1 — камера всасывания 1-й ступени сжатия; 2 — напарщик для присоединения вакуумметра; 3 — паровое сопло 1-й ступени сжатия; 4 — паропровод к соплу; 5 — диффузор 1-й ступени сжатия; 6 — паропровод к соплу; 7 — диффузор 1-й ступени сжатия; 8 — камера всасывания 2-й ступени; 9 — напарщик для присоединения контрольного вакуумметра; 10 — сопло 2-й ступени сжатия; 11 — паропровод к соплу; 12 — диффузор 2-й ступени сжатия; 13 — напарщик для присоединения контрольного вакуумметра; 14 — сопло 3-й ступени; 15 — диффузор 3-й ступени сжатия; 16 — паропровод к соплу; 17 — паропровод к соплу; 18 — корпус; 19 — камера с пучком трубок, охлаждаемая 1-й ступенью; 20 — то же, 2-й ступени; 21 — то же, 3-й ступени; 22 — паропровод к соплу; 23 — паропровод к соплу; 24 — трубка, охлаждаемая 1-й ступенью; 25 — верхняя и нижняя паропроводные прокладки; 26 — водяная камера; 28 и 29 — вход и выход основного (охлаждающего) конденсатора турбины; 30 — конденсатор турбины; 31 — насос; 32 — прибор для контроля работы эжектора; 33 — паропровод к соплу; 34 — паропровод к соплу; 35 — сопло 4-й ступени сжатия; 36 — паропровод к соплу; 37 — диффузор 4-й ступени сжатия; 38 — камера всасывания 4-й ступени сжатия; 39 — сопло 4-й ступени сжатия; 40 — паропровод к соплу; 41 — паропровод; 42 — отвод конденсата к эжектору; 43 — дренажный бак; 44 — воронка для слива из 38 в дренажный бак; 45 — измерительные приборы для слива из 38 в дренажный бак; 46 — выхлопной трубопровод в атмосферу бустового эжектора.

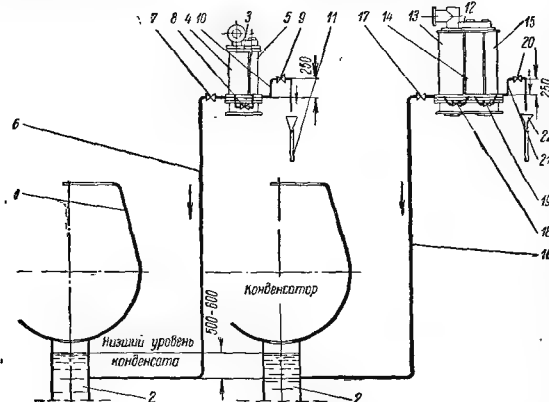
дающий конденсат сперва проходит через трубный пучок первой ступени, а затем через трубный пучок второй ступени эжектора и отводится в систему регенерации из водяной камеры на стороне второй ступени.

Слив конденсата рабочего пара из камер охладителей производится через отверстия в нижнем фланце корпуса. Конденсат из камеры

(фиг. 107) в открытую воронку 36 через гидравлический затвор высотой около 250 мм. При нормальной нагрузке эжектора высота гидравлического затвора достаточна, чтобы уравновесить давление паровоздушной смеси в охладителе второй ступени. При увеличении расхода воздуха давление в камере охладителя поднимается и в воронку из эжектора будет регулярно происходить броски воды и воздуха. Если повышенный расход воздуха явится нормальным для данной вакуумной системы, то следует увеличить высоту затвора, чтобы устранить потерю конденсата через воронку. Устройством дополнительного слива через затвор необходимо для контроля плотности трубой системы и исправной работы дренажного устройства. Появление непрерывного слива через гидравлический затвор в воронку является признаком появления неплотности в трубной системе или нарушения слива через дренажную систему.

На фиг. 108 показан трехступенчатый эжектор типа ЭП-3-600-4 в разрезе и его установка совместно с пусковым эжектором. Эжектор имеет три ступени сжатия и соответственно три охладителя паровоздушной смеси. Конструкция эжектора, осуществленного в одном общем корпусе, разделенном на три камеры, отличается от вышеописанного эжектора типа ЭП-2-400-3 центральным расположением сопел и диффузоров, по обе стороны которых симметрично размещены трубные пучки 19, 20 и 21 охладителей. Подвод 28 и отвод 29 охлаждающей воды осуществлены с нижней стороны водяной камеры 27. Охлаждающий конденсат (турбины) после трубных пучков охладителя первой ступени поступает в параллельно включенные трубные системы охладителей второй и третьей ступеней, из которых сливается через один общий отвод.

Дренаж конденсата рабочего пара выполнен по каскадной схеме. Конденсат из камеры охладителя третьей ступени через отверстие во фланце корпуса по наружному трубопроводу 32 с кранком сливается в камеру второй ступ-



Фиг. 109. Схема слива конденсата рабочего пара из камер охладителей эжекторов типов ЭП-2-400-3 и ЭП-3-600-4

1 — конденсатор; 2 — сборник конденсата; 3 — эжектор типа ЭП-2-400-3; 4 и 5 — охладители 1-й и 2-й ступеней сжатия; 6 — сливной трубопровод; 7, 8 и 9 — вентили; 10 — дополнительный слив из охладителя 2-й ступени сжатия с гидравлическим затвором высотой около 250 мм; 11 — воронка свободного слива в дренажный бак; 12 — вентиль типа ЭП-3-600-4; 13, 14 и 15 — охладители 1-й, 2, 3-й ступеней сжатия; 16 — сливной трубопровод; 17, 18, 19 и 20 — вентили; 21 — дополнительный слив из охладителя 3-й ступени сжатия с гидравлическим затвором высотой около 250 мм; 22 — воронка свободного слива в дренажный бак

охладителя второй ступени по наружному трубопроводу 17 с кранком дренаруется в камеру охладителя первой ступени, а конденсат из камеры охладителя первой ступени сливается в конденсатор через трубопровод 22 с кранком.

Сливной трубопровод к сборнику конденсата должен быть проложен по наискратчайшему пути и без каких-либо петель, чтобы обеспечить свободный слив в конденсатор.

Для предотвращения паробразования в сливном трубопроводе из эжектора, отметка присоединения этого трубопровода к сборнику конденсата конденсатора должна находиться на 500—600 мм ниже наивысшего уровня воды в сборнике (фиг. 109). Охладитель второй ступени имеет дополнительный слив 21

пени, а из камеры второй ступени по трубопроводу 34 с краником — в камеру первой ступени.

Из камеры первой ступени конденсат сливается в конденсатор по трубопроводу 35. Заглубление точки присоединения дренажного трубопровода к сборнику конденсата выдерживается так же, как было указано выше, на 500—600 мм ниже наивысшего уровня конденсата (фиг. 109).

Эжектор имеет дополнительный слив 33 из третьей ступени в открытую воронку 44 через гидравлический затвор высотой около 250 мм, назначение которого описано выше (в применении к эжектору типа ЭП-2-400-3).

Для того чтобы обеспечить устойчивую работу эжекторов при значительных колебаниях давления пара в котлах, эжекторы рассчитываются на давление пара, меньшее чем нормальное давление в котлах.

Для дросселирования свежего пара перед эжекторами устанавливаются игольчатые дроссельные клапаны (см. фиг. 15).

Основные технические данные эжекторов приведены в приложении 10.

Основные эжекторы снабжаются комплектом измерительных приборов для контроля их работы (фиг. 110), который смонтирован на выпускном патрубке 1, прикрепленном к камере охладителя последней ступени. Комплект приборов состоит из:

1) пружинного манометра 21, показывающего давление пара перед соплами эжектора; манометр присоединен к корпусу регулирующего дроссельного игольчатого клапана со стороны низкого давления; по показанию манометра и известной площади джорда сопел рассчитывается расход пара на эжектор;

2) вакуумметра 22, присоединенного к всасывающей камере первой ступени эжектора;

3) углового ртутного термометра 18, установленного в выпускном патрубке эжектора и измеряющего температуру воздуха, выходящего из эжектора;

4) набора из семи переставных мерных шайб 14 для измерения расхода воздуха. Шайбы закреплены на поворотном диске 15 при выходе из эжектора;

5) ртутного манометра 16 со шкалой 0—60 мм, измеряющего перепад давления на мерной шайбе (избыточное давление в выпускном патрубке эжектора над атмосферным давлением).

Ртутный манометр показан на фиг. 110 в разрезе. Стекла́нная трубка манометра уплот-

нена сверху и снизу при помощи набивки из асбестового шнура. В верхней пробке 24 имеется сквозное отверстие для соединения верхней камеры прибора с атмосферой. На случай выброса из стеклянной трубки ртуть из верхней камеры может быть слита через отверстие, закрытое винтом 26 с асбестовой подмоткой.

Для заполнения прибора требуется около 125 г ртуты (9 см³), которая заливается в нижнюю камеру манометра через отверстие, закрытое пробкой 25 с прокладкой из резины с парусиной. Уровень ртуты после заливки должен стоять в трубке на 15 мм выше уступа манометра, как показано на фиг. 110. Пространство нижней камеры над ртутью и резиновая трубка 4, надеваемая на краник 3, должны быть заполнены водой, причем для надлежащего заполнения во время этой операции конец трубки следует держать на уровне расположения крана. После заполнения водой надлежит нулевую отметку подвижной шкалы 17 манометра установить вровень с верхом ртутного мениска и закрепить шкалу винтами.

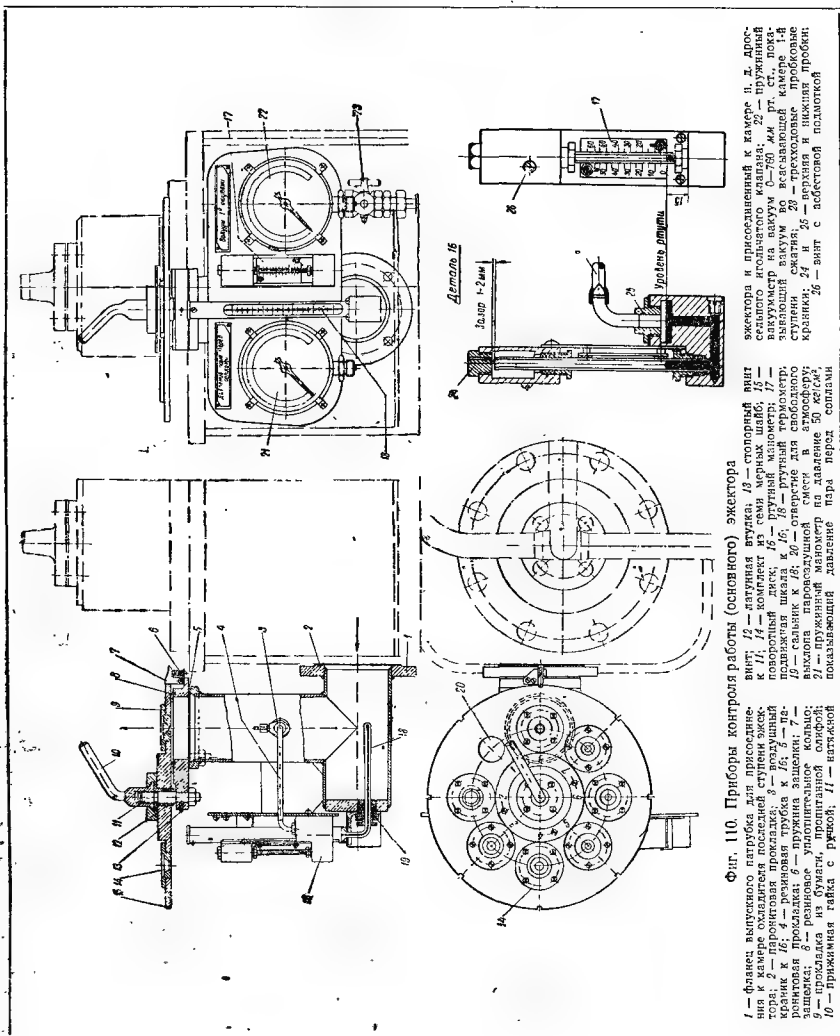
Поворот диска 15 с мерными шайбами для измерения расхода воздуха фиксируется защелкой 7, заходящей в специальные вырезы на периферии диска, после чего диск закрепляется в нужном положении прижимной гайкой с ручкой 10.

Набор шайб имеет целью повысить точность подсчета расхода воздуха, определяемого по показаниям ртутного манометра 16.

Шайбы имеют следующие проходные диаметры:

№ 2 — 26 мм;	№ 6 — 13 мм;
№ 3 — 23 мм;	№ 7 — 9 мм;
№ 4 — 19 мм;	№ 8 — 6 мм.
№ 5 — 16 мм;	

Во время нормальной работы над выходным отверстием выпускного патрубка эжектора устанавливают свободное отверстие № 1 (дет. 20, фиг. 110) поворотного диска 15 без шайбы. Перед производством замера по ртутному манометру 16 (удостоверившись, что краник 3 закрыт) над выходным отверстием патрубка устанавливают шайбу № 2 поворотного диска. После закрепления диска открывают краник 3 и производят отчет. Если давление (перепад на мерной шайбе) менее 30—40 мм рт. ст., то, перекрывая каждый раз краник 3 во избежание выброса ртуты из манометра при резком броске давления, подбирают последовательным подключением в порядке номеров



Фиг. 110. Приборы контроля работы (основного) эжектора

1 — фланец выпускного патрубка для присоединения к камере охлаждающей последней; 2 — ступень эжектора; 3 — корпус из темного металла; 4 — плавящийся шала; 5 — резиновая трубка к 16; 6 — плавящийся шала; 7 — отверстие для свободного выхода пара; 8 — резиновое уплотнительное кольцо; 9 — резиновое уплотнительное кольцо; 10 — резиновое уплотнительное кольцо; 11 — прижимная гайка с ручкой; 12 — ступень эжектора; 13 — латунная втулка; 14 — ступень эжектора; 15 — латунная втулка; 16 — латунная втулка; 17 — латунная втулка; 18 — латунная втулка; 19 — латунная втулка; 20 — латунная втулка; 21 — латунная втулка; 22 — латунная втулка; 23 — латунная втулка; 24 — латунная втулка; 25 — латунная втулка; 26 — латунная втулка; 27 — латунная втулка; 28 — латунная втулка; 29 — латунная втулка; 30 — латунная втулка; 31 — латунная втулка; 32 — латунная втулка; 33 — латунная втулка; 34 — латунная втулка; 35 — латунная втулка; 36 — латунная втулка; 37 — латунная втулка; 38 — латунная втулка; 39 — латунная втулка; 40 — латунная втулка; 41 — латунная втулка; 42 — латунная втулка; 43 — латунная втулка; 44 — латунная втулка; 45 — латунная втулка; 46 — латунная втулка; 47 — латунная втулка; 48 — латунная втулка; 49 — латунная втулка; 50 — латунная втулка; 51 — латунная втулка; 52 — латунная втулка; 53 — латунная втулка; 54 — латунная втулка; 55 — латунная втулка; 56 — латунная втулка; 57 — латунная втулка; 58 — латунная втулка; 59 — латунная втулка; 60 — латунная втулка; 61 — латунная втулка; 62 — латунная втулка; 63 — латунная втулка; 64 — латунная втулка; 65 — латунная втулка; 66 — латунная втулка; 67 — латунная втулка; 68 — латунная втулка; 69 — латунная втулка; 70 — латунная втулка; 71 — латунная втулка; 72 — латунная втулка; 73 — латунная втулка; 74 — латунная втулка; 75 — латунная втулка; 76 — латунная втулка; 77 — латунная втулка; 78 — латунная втулка; 79 — латунная втулка; 80 — латунная втулка; 81 — латунная втулка; 82 — латунная втулка; 83 — латунная втулка; 84 — латунная втулка; 85 — латунная втулка; 86 — латунная втулка; 87 — латунная втулка; 88 — латунная втулка; 89 — латунная втулка; 90 — латунная втулка; 91 — латунная втулка; 92 — латунная втулка; 93 — латунная втулка; 94 — латунная втулка; 95 — латунная втулка; 96 — латунная втулка; 97 — латунная втулка; 98 — латунная втулка; 99 — латунная втулка; 100 — латунная втулка.

шайбу, обеспечивающую указанный выше перепад. Предельный вышший перепад составляет 70 мм рт. ст.

Расход сухого воздуха через эжектор определяется по специальным номограммам (см. приложение 11). С этой целью при установленном режиме работы турбоустановки измеряют по ртутному манометру давление паровоздушной смеси, причем фиксируют номер мерной шайбы, температуру паровоздушной смеси на выходе из эжектора и барометрическое давление.

При производстве замеров все отверстия, соединяющие холодильник последней ступени эжектора с атмосферой и вентили на дополнительном сливе в открытую воронку, должны быть закрыты, причем последний вентиль должен быть вновь открыт по окончании замеров.

По показаниям приборов судят не только о работе эжектора, но и о плотности вакуумной системы, нарушение которой приводит к увеличению расхода воздуха по сравнению с расходом при нормальных условиях.

Для измерения температуры основного конденсата турбины на входе и выходе из холодильников на водяной камере установлены два угловых ртутных термометра.

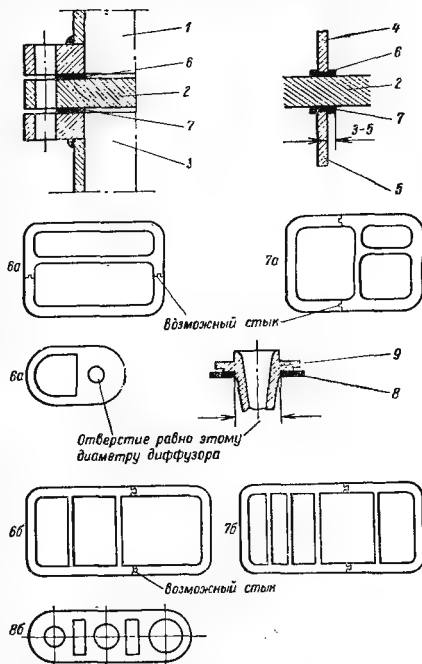
§ 89. Указания по обслуживанию

Работа эжекторов зависит в значительной степени от плотности между отдельными полостями корпуса и отсеками водяной камеры, разделенных внутренними перегородками с паронитовыми прокладками по краям. Так как контроль внутренних прокладок затруднен, то надлежит с особым вниманием отнестись к вырезке и замене прокладок. Прокладки следует по возможности выполнять из одного листа постоянной толщины, не имеющего изломов и трещин; в крайнем случае, при отсутствии больших листов допускается стыкование листов по типу «ласточка хвоста», однако стык допускается лишь в широкой части прокладки, а полосы под перегородкой. Отверстия в прокладках должны вырубаться острым инструментом. По ширине прокладки на фланцах должны доходить до болтов. Внутренние полосы прокладок под перегородками должны выступать наружу за край перегородки по 3—5 мм на сторону.

Все резьбовые соединения дренажных трубопроводов выполняются с применением пеняковой или льняной нитки и сурика либо белил на натуральной олифе. Диффузор пускового эжектора ставится на сурике или белилах.

На фиг. 111 показаны формы и расположение прокладок в эжекторах.

Замена дефектных латунных охлаждающих трубок производится таким же образом, как



Фиг. 111. Установка паронитовых прокладок в эжекторах

1 — корпус охлаждаителя; 2 — трубная доска; 3 — водяная камера; 4 и 5 — перегородки в камере охлаждаителя и водяной камере; 6 и 7 — прокладки.

Прокладки эжектора типа ЭП 2-400-3; 6а — между корпусом и трубной доской; 7а — между трубной доской и водяной камерой; 8а — пол всасывающей камеры; 6б, 7б и 8б — соответствующие прокладки эжектора типа ЭП 3-600.

замена трубок в подогревателях низкого давления (см. фиг. 160). После ремонта эжектора необходимо обязательно производить гидравлическое испытание его водяной и паровоздушной систем, а также испытание дренажной системы.

Перед соплами следует поддерживать минимальное расчетное давление пара, указанное на фирменном щитке. В качестве временной меры для улучшения вакуума при повышенном засосе воздуха в вакуумную систему допускается повышение давления пара перед соплами. Производительность и расход пара прямо пропорциональны давлению свежего пара. Предел повышения давления определяется опытным путем по углублению вакуума. Однако необходимо учитывать, что с увеличением расхода пара растут потери в установке.

При пуске турбины или при небольших нагрузках количество основного конденсата, подаваемого конденсатным насосом в деаэратор, недостаточно для конденсации рабочего пара в холодильниках эжекторов. Поэтому к линии основного конденсата после эжекторов приключен рециркуляционный трубопровод, через который главный конденсат отводится при пуске и малых нагрузках обратно в конденсатор, где охлаждается и вновь поступает в холодильники эжекторов.

При наладке эжектора должно быть отрегулировано открытие вентилей на дренажных трубопроводах между отдельными ступенями

сжатия. Регулировка открытия перепускного вентиля 19 (фиг. 109) на дренаже между третьей и второй ступенями эжектора типа ЭП-3-600-4 и вентиля 8 между второй и первой ступенями эжектора типа ЭП-2-400-3 производится путем наблюдения за дополнительным сливом 10 или 21 в открытую воронку из камеры охладителя последней ступени. Перепускной вентиль открывается на величину, при которой прекращается слив в открытую воронку.

Регулировка вентиля 18 (фиг. 109) между камерами охладителя второй и первой ступеней эжектора типа ЭП-3-600-4 производится при установленном режиме работы конденсационной системы. Вентиль 18 постепенно прикрывается до положения, при котором еще не наступают изменения в давлении, создаваемом эжектором.

Вентили на сливных трубопроводах в конденсатор 7 и 17 и на дополнительном сливе 9 и 20 через гидравлический затвор в открытую воронку при нормальной работе должны быть полностью открыты. Вентили 7 и 17 закрываются при остановке эжектора, а вентили 9 и 20 — по мере надобности.

Глава двадцать третья

ПОДОГРЕВАТЕЛИ

§ 90. Назначение подогревателей

Подогреватели применяются в турбинной установке для подогрева основного конденсата турбины и конденсата отборов пара. Подогрев конденсата, служащего питательной водой для паровых котлов, производится в целях повышения экономичности установки.

Подогрев осуществляется паром, отбираемым из промежуточных ступеней турбины. Отбираемый из турбины пар конденсируется в подогревателях, отдавая теплоту перегрева и скрытую теплоту парообразования конденсату турбины. Теплота пара, отработавшего в части ступеней турбины и отбираемого для подогрева конденсата, полностью используется в установке путем регенерации (восстановления) в подогревателях.

В противоположность этому скрытая теплота парообразования пара, отработавшего во всех ступенях турбины и конденсируемого в конденсаторе, теряется для системы и передается охлаждающей циркуляционной воде (за

исключением незначительного остатка теплоты жидкости в конденсате).

Таким образом, при наличии регенеративного устройства часть пара работает без потерь в конденсаторе, что значительно повышает к. п. д. установки. Выигрыш в экономичности теплового цикла повышается с количеством ступеней подогрева.

В турбинах высокого давления системы ЛМЗ применяется пятиступенчатый регенеративный подогрев питательной воды с конечной температурой подогрева конденсата порядка 200—220°С при расчетном режиме.¹ Повышение к. п. д. турбоустановки с регенерацией по сравнению с к. п. д. установки без регенерации при этом составляет около 15%.

Из сказанного следует, что исправная работа системы регенерации имеет существенное значение для экономичности турбоустановки и что выключение какого-либо подогревателя из работы приводит к уменьшению к. п. д. установки.

¹ См. приложение 13.

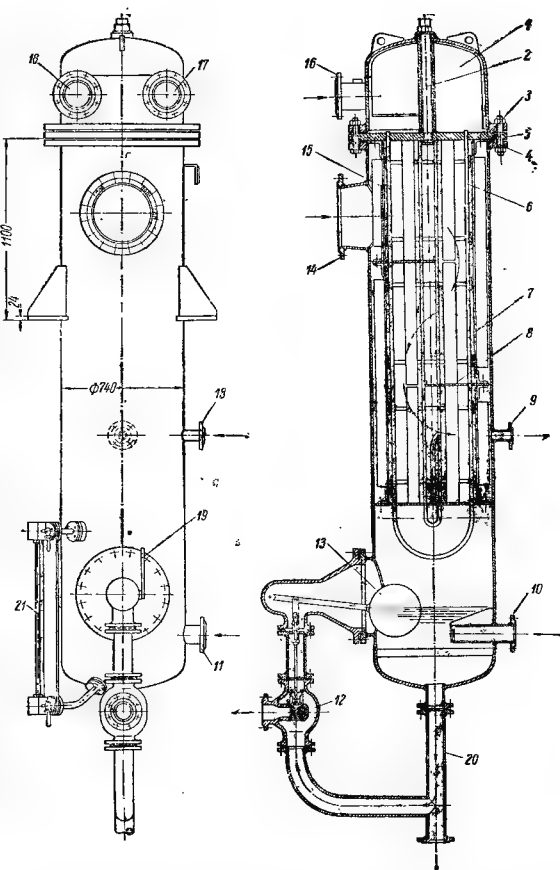
ЛМЗ применяет в турбоустановках поверхностные подогреватели, в которых питательная вода проходит через трубчатую систему, а греющий пар омывает трубки снаружи. Кроме того, подогрев конденсата производится также в деаэраторах, которые иногда одновременно работают в качестве подогревателей смешения при непосредственном воздействии греющего пара на основной конденсат турбины.

Поверхностные подогреватели регенеративного устройства, расположенные по ходу основного конденсата между конденсатором и деаэратором, находятся со стороны водяной системы под относительно невысоким давлением конденсатных насосов и поэтому называются подогревателями низкого давления.

Подогреватели, расположенные по ходу питательной воды после деаэратора, находятся со стороны водяной системы под высоким давлением питательных насосов, подающих дегазированную воду из деаэраторов в котельную, и называются подогревателями высокого давления.

Подогреватели высокого давления работают с паровой стороны также в области более высоких давлений и температур. Поэтому питательная вода во избежание парообразования в трубной системе всегда должна находиться под давлением, превышающим давление греющего пара.

Давление отбираемого из турбины к подогревателям пара не регулируется и меняется в зависимости от нагрузки турбины, за исключением тех случаев, когда пар на регенерацию берется из той же камеры отбора, из которой в турбине с оборотом пара пар отводится к внешним потреби-



Фиг. 112. Подогреватель низкого давления типа ПН-65-1 (серия турбин высокого давления)

1 — водяная камера; 2 — викриная связь; 3 и 4 — прокладки из паронита «Эу»; 5 — трубная доска; 6 — латунные U-образные трубки; 7 — каркас; 8 — направляющие перегородки; 9 — патрубок отсоса воздуха; 10 и 11 — приемные патрубки конденсата из смежного подогревателя и испарителя; 12 — конденсатоотводчик; 13 — поплавок к 12; 14 — паронитовый патрубок; 15 — защитный лист; 16 и 17 — входной и выходной патрубки основного конденсата из конденсатора; 18 — подвод воздуха из смежного подогревателя; 19 — рукоятка для принудительного подъема поплавка 13; 20 — сливной трубопровод конденсата греющего пара; 21 — воздушный прибор

лям. В последнем случае давление пара в камере отбора автоматически поддерживается посредством регулятора давления постоянным.

§ 91. Подогреватели низкого давления. Охладители дренажа

ЛМЗ применяет в регенеративных устройствах турбин сходные между собой по конструкции поверхностные вертикальные подогреватели низкого давления нескольких типов-размеров. Технические данные подогревателей приведены в таблице (см. приложение 13).¹ В пределах одного типа, характеризующего одинаковыми габаритом и поверхностью нагрева, имеются различные исполнения (например подогреватели ПН-65-1 и ПН-65-2), которые отличаются размерами паровпускных патрубков и толщиной стенок парового корпуса.

Подогреватель низкого давления (фиг. 112) состоит из следующих основных элементов: сварного стального корпуса с патрубком для подвода пара, водяной камеры с патрубками для подвода и отвода питательной воды, стальной трубной доски и пакета U-образных латунных трубок, развальцованных в трубной доске. Пакет трубок закрепляется в каркасе с перегородками, которые направляют поток пара для лучшего омывания трубок и предотвращают вибрацию трубок.

Водяная камера разделена на отсеки перегородками, разделяющими пакет трубок на отдельные включенные последовательно пучки, которые создают для питательной воды несколько ходов. Подогреватель наружными лапами опирается на опорные железные конструкции. Обтираемый для регенерации из турбины пар поступает через патрубок в корпус подогревателя, где отдает свое тепло циркулирующей в трубках питательной воде, конденсируется на трубках и стекает в нижнюю часть подогревателя, служащую сборником конденсата.

Конденсат греющего пара сливается через конденсатоотводчики каскадом из одного подогревателя в другой с более низким давлением или откачивается сливным насосом в деаэрактор. В схемах подогрева турбин типов ВК-50-1 и ВК-100-2 конденсат греющего пара из подогревателей низкого давления № 1 сливается через сифон в конденсатор (см. ниже),

причем на случай переполнения конденсат подогревателя предусмотрен запасной с конденсата во всасывающий трубопровод конденсатных насосов через расположенный выше отметки конденсатоотводчик. Логичный резервный слив предусмотрен в мах турбин мощностью в 25 000 кет.

Вместе с паром в подогреватель попадают в незначительном количестве неконденсирующиеся газы, скопление которых могло бы разрушить теплообмен и выключить часть поверхности подогревателя из работы. Поэтому конденсирующиеся газы необходимо удалить из парового корпуса подогревателя.

Отсос скопляющихся в подогревателе газов производится в подогреватель более низкого давления через трубопровод с дроссельной шайбой и вентилем, присоединяемый корпусу подогревателя в зоне нижней части пакета трубок. Трубопроводами для отсуда воздуха соединяются между собой последовательно все подогреватели высокого и низкого давления и конденсатор. На случай отклонения подогревателей предусмотрены обводы воздушные линии и крапки.

В случае разрыва U-образных трубок в подогревателе нормальный слив из него может оказаться недостаточным; это приведет к подъему уровня воды в корпусе и возможно к забросу воды в турбину.

Наличие запаса горячей воды в подогревателе представляет большую опасность для турбины также и потому, что возможное повышение давления пара (например, при сбросе нагрузки) в ступени отбора к подогревателю вызовет мгновенное паробразование в подогревателе, обратный поток пара и броски в конденсатор. Обращаясь в турбину в том случае, если по какой-либо причине не закрылись обратные клапаны на паропроводах отбора (см. ниже).

Броски воды из подогревателя представляют опасность в смысле механического повреждения лопаточного аппарата турбины и также других последствий водяного удара. Обратный же поток пара из подогревателя в турбину опасен в том отношении, что в случае сброса нагрузки и отклонения от синхронизации поступающий из подогревателя пар сможет разогнать ротор турбины.

Для предохранения турбины от попадания пара и воды из подогревателя, на трубопроводах отбора пара из турбины к подогревателям ставятся обратные клапаны (см. § 10), которые автоматически или от электрических

¹ В настоящее время поверхностные подогреватели изготавливаются Таганрогским котельным заводом.

импульса при сбросе нагрузки закрываются и, таким образом, изолируют турбину от подогревателя.

Для наблюдения за уровнем конденсата на корпусе подогревателя устанавливается водоуказательный прибор. На паровом и водяных

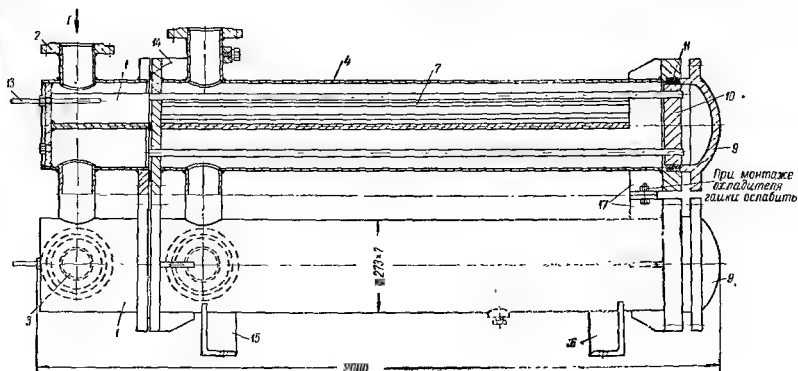
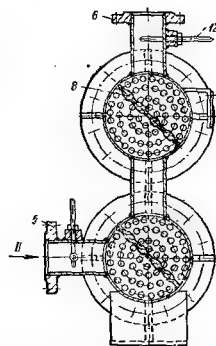
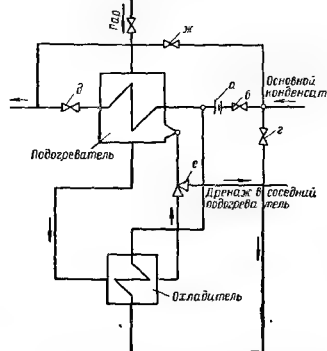


Схема включения охладителя



Фиг. 113. Охладитель дренажа типа ОГ-12-1 и схема его включения

1 — водяные камеры с перегородками; 2 и 3 — входной и выходной патрубки (горячего) теплоносителя; 4 — корпус охладителя с неподвижной трубной доской; 5 и 6 — входной и выходной патрубки (холодного) теплоносителя; 7 — трубная доска; 8 — перегородка; 9 — две крышки; 10 — подвижная трубная доска; 11 — асбестовая просаданная квадратная на-

бивка; 12 и 13 — термометры на входе и выходе теплоносителя; 14 — паровитовая заслонка; 15 и 16 — средняя и задняя опоры; 17 — литье корпусов; а — диафрагма; б, в и ж — входная, выходная и обводная задвижки подогревателя; з — входная задвижка охладителя; е — конденсатоотводчик для дренажа подогревателя

На подводящих паропроводах перед подогревателями ставятся парозапорные задвижки (кроме паропровода к подогревателю низкого давления № 1).

патрубках предусмотрены гильзы с термометрами для измерения температуры пара и температуры питательной воды перед подогревателем и по выходе из него.

На водяной камере подогревателя имеется краник для выпуска воздуха из системы трубопроводов (во время заполнения их питательной водой) при пуске подогревателя. Каждый подогреватель снабжен по ходу питательной воды входной, выходной и обводной задвижками. В случае непрекращающегося повышения уровня воды в корпусе необходимо отключить подогреватель от магистралей питательной воды (основного конденсата), открывая обводную задвижку и закрывая входную и выходную задвижки, а также закрыть задвижку на паропроводе греющего пара из турбины к подогревателю.

Охладители дренажа подогревателей. Охладители дренажа применяются для повышения экономичности установок с регенерацией. При отсутствии охладителей дренаж из подогревателя каскадно сливается в паровое пространство смежного подогревателя более низкого давления. При этом происходит частичное парообразование в сливаемом дренаже с одновременным снижением температуры дренажа и выделением насыщенного пара при давлении, равном давлению в смежном подогревателе. За счет использования теплосодержания дренажа расход пара из турбины на подогреватель более низкого давления уменьшается.

При наличии же охладителя в нем происходит предварительный подогрев основного конденсата турбины (питательной воды), подаваемого из смежного подогревателя до поступления его в трубную систему данного подогревателя. Такой подогрев возможен благодаря тому, что температура дренажа в данном случае выше, чем после каскадного слива в смежный подогреватель. Основной конденсат турбины поступает в данный подогреватель из охладителя при более высокой температуре, что снижает расход пара из турбины на подогреватель. Вместе с тем расход отборного пара на смежный подогреватель более низкого давления возрастает, что для регенеративного процесса является более выгодным.

Применение охладителей дренажа в нескольких подогревателях регенеративного устройства повышает к. п. д. установки на несколько десятых процента, что оправдывает некоторое усложнение схемы водоподготовки.

Охладители дренажа в подогревателях высокого давления встраиваются в корпус подогревателей и описаны ниже (см. § 92). Для подогревателей низкого давления охладители дренажа выполняются выносными.

На фиг. 113 показана схема включения охладителя дренажа подогревателя низкого давления. В охладитель дренажа отводится лишь часть основного конденсата турбины до поступления его в трубную систему подогревателя. Для этой цели в трубопроводе перед подогревателем установлена диафрагма *а*, которая совместно с входным вентилем *б* создает перепад, необходимый для циркуляции части конденсата турбины через охладитель. Нагретый в охладителе конденсат вводится обратно в линию основного конденсата перед подогревателем. Охладитель может быть отключен от трубопровода основного конденсата только одновременно с подогревателем, для чего необходимо предварительно открыть обводную задвижку *ж*, а затем закрыть задвижки *б*, *д* и *г*.

Охладители (фиг. 113) состоят из нескольких одинаковых секций. Каждая секция состоит из горизонтального корпуса *4*, выполненного из отрезка цельнотянутой трубы, и из находящейся внутри корпуса трубной системы *7*, состоящей из пучка стальных трубок. Трубки развальцованы с обоих концов в трубных досках. Передняя трубная доска приварена наглухо к корпусу. На передней трубной доске на фланце крепится водяная камера *1*; задняя подвижная трубная доска *10* расположена свободно и уплотнена в расточке заднего фланца корпуса при помощи сальниковой асбестовой набивки *11*, поджатой кольцевым выступом задней крышки *9*. Такая конструкция обеспечивает свободное тепловое расширение трубной системы.

Передняя водяная камера разделена перегородкой, благодаря чему трубки образуют два хода. Межтрубное пространство также разделено перегородкой *8*, не доходящей до задней трубной доски и создающей также два хода. В трубки подается охлаждаемый конденсат греющего пара из подогревателя, а в межтрубное пространство — подогреваемый основной конденсат турбины, причем жидкости направлены по схеме противотока.

Отдельные секции соединены между собой последовательно при помощи наружных патрубков по конденсату и дренажу.

Свобода взаимных температурных расширений корпусов отдельных секций обеспечивается свободным креплением задних опор *16* корпусов к фундаменту и задних лап *17* корпусов между собой.

Технические данные об охладителях дренажа приведены в приложении 9.

§ 92. Подогреватели высокого давления

Подогреватели высокого давления, применяемые в турбоустановках высокого давления, подразделяются на две отличных по конструкции серии БИП и ПВСС.

Подогреватели серии БИП применены во всех турбоустановках высокого давления, поставленных заводом до 1952 г. В подогревателях этой серии первоначального выпуска обнаружился технологические дефекты главным образом в местах контактной сварки трубок и приварки их к коллекторам, приводившие к течи и значительным эрозийным разрушениям вторичного порядка. В последующем технологический процесс был усовершенствован. Качество новых подогревателей и технология их ремонта были настолько улучшены, что аварийность подогревателей серии БИП можно считать теперь практически ликвидированной.

Однако в целях повышения надежности и обеспечения безаварийности турбоустановок было решено с 1952 г. поставлять к турбинам высокого давления подогреватели новой конструкции серии ПВСС Таганрогского котельного завода.

Ниже даны описания подогревателей обеих серий. Технические данные подогревателей приведены в приложении 13.

Подогреватели высокого давления серии БИП. Подогреватели высокого давления (фиг. 114 а, вкладка), работающие под давлением питательной воды 180 кг/см², отличаются в основном от подогревателей низкого давления конструкцией трубного пучка и отсутствием трубной доски. Трубный пучок состоит из отдельных пакетов труб U-образной формы, приваренных сверху к промежуточным коллекторам. Промежуточные коллекторы приварены к сборным коллекторам, снабженным патрубками для подвода и отвода подогреваемой питательной воды. В зависимости от числа ходов подогреватели имеют два или три коллектора. Патрубки коллекторов вварены в крышку корпуса подогревателя. Непосредственно к патрубкам снаружи привариваются два корпуса клапанов защитного устройства, которое автоматически отключает корпус подогревателя от трубопровода питательной воды при аварийном повышении уровня в сборнике конденсата греющего пара (см. стр. 224 и далее).

Пакеты трубок охватываются балочным каркасом с поперечными перегородками, предназначенным для устранения вибрации трубок

и для придания зигзагообразного направления потока пара.

Крышка вместе с трубной системой может целиком демонтироваться из корпуса подогревателя для ремонта или ревизии. В подогревателях, обогреваемых перегретым паром, часть трубчатой поверхности со стороны выхода воды выделена специальными кожухами в особый отсек в целях использования температурного перепада между перегретым и насыщенным паром. В этот отсек подается через паровпускной патрубок подогревателя отбираемый из турбины перегретый пар. Пар из этого отсека сверху направляется в основной трубный пучок. Против патрубков подвода пара устанавливаются отбойные щитки, предохраняющие трубки от эрозии.

Корпусы подогревателей высокого давления изготавливаются сварными из котельного железа. Крышка присоединяется к корпусу при помощи фланцевого соединения (для возможности демонтажа трубной системы), а днище, служащее сборником конденсата, приварено к корпусу.

Отсос неконденсирующихся газов из подогревателя производится в соседний подогреватель более низкого давления через патрубок, расположенный в нижней зоне трубчатой системы.

В некоторых типах подогревателей высокого давления (фиг. 114 б, вкладка), в сборниках конденсата расположены охладители дренажа, назначение которых было пояснено выше (§ 91). Охладитель состоит из трубной системы, образованной двумя параллельно включенными спиральными пучками трубок, трубки приварены к сборным коллекторам, служащим для подвода и отвода питательной воды. Снаружи спиральные пучки труб омываются охлаждаемым конденсатом греющего пара, для направления которого между спиральными установлены направляющие листы и планки.

Схема охладителя изображена на фиг. 114 б. Охладитель снаружи одет в кожух, который подвешен к балочному каркасу подогревателя. Сверху в середине кожуха имеется отверстие для входа охлаждаемого конденсата греющего пара. Охлажденный конденсат отводится снизу через камеру и патрубок с салыниковым уплотнением в днище подогревателя. Подвижность патрубка в салынике обеспечивает свободу теплового расширения каркаса подогревателя с трубными системами независимо от теплового расширения корпуса.

Отводящий патрубок охладителя центруется и закрепляется снаружи в специальном салниковом уплотнении. Трубная система охладителя присоединяется при помощи стояков к входному патрубку сборного коллектора трубной системы подогревателя.

Схема включения охладителя дренажа в систему подогревателя показана на фиг. 114 б. Как следует из схемы, в трубную систему охладителя дренажа ответвляется лишь часть проходящего через подогреватель потока питательной воды, что достигается при помощи диафрагмы. Установленная во входном патрубке сборного коллектора подогревателя диафрагма создает перепад давления. Диафрагма расположена между местами присоединения стояков охладителя, чем и обеспечивается циркуляция питательной воды через охладитель.¹

Подогреватели высокого давления серии ПВСС. Разрез подогревателя типа ПВСС-200 № 5 показан на фиг. 115.

Подогреватели этой серии отличаются от подогревателей серии БИП конструкцией трубной системы. Система состоит из одной центральной вертикальной водоподводящей трубы 2, к которой снизу присоединены две питающие коллекторные трубы 3. Две приемных вертикальных коллекторных трубы 5 соединены сверху в один выходной патрубок. Поверхность нагрева образована из 148 двойных трубчатых спиралей 6, которые четырьмя колоннами по 37 двойных спиралей расположены между питающими и приемными коллекторными трубами. Концы каждой двойной спирали приварены к смежным питающей и приемной коллекторным трубам. В спиралах 13 верхних ярусов центральные окна заглушены, чтобы закрыть проход для греющего пара. В коллекторных трубах установлены перегородки 15 и 16, которые создают три хода для питательной воды. Поперечные перегородки 9 трубной системы служат для направления потока греющего пара. Конструкция четырех нижних перегородок обеспечивает отвод конденсата греющего пара к стенке корпуса подогревателя.

На схеме трубной системы, изображенной на фиг. 115, вместо четырех колонн трубчатых спиралей условно показаны лишь две колонны спиралей.

Трубная система при помощи центральной трубы и патрубка приемных коллекторных

труб приварена к крышке подогревателя и может быть целиком поднята вместе с крышкой при ревизии. Для направления трубной системы при опускании в корпус предусмотрены кронштейны с роликами 14 и направляющие планки.

Основное преимущество конструкции подогревателей серии ПВСС заключается в легком доступе и осмотре концов спиралей в местах их приварки к коллекторным трубам, а также в легкой замене спиралей при ремонте.

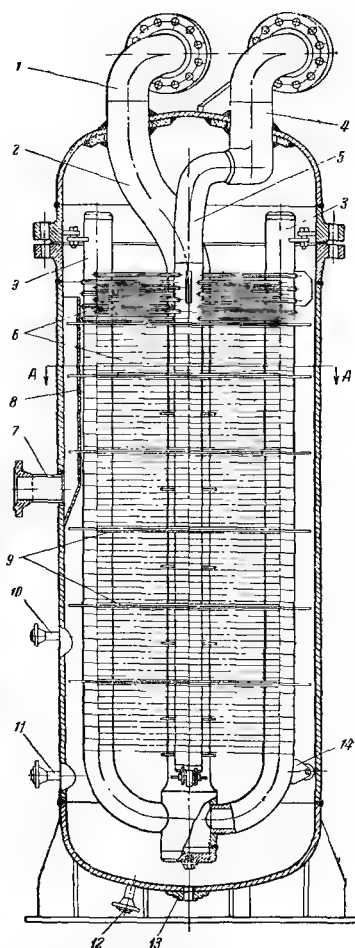
В части защитного устройства и арматуры подогреватели серии ПВСС не отличаются от подогревателей серии БИП.

Конденсатоотводчик. Слив конденсата греющего пара из подогревателя (непосредственно или через охладитель дренажа) регулируется конденсатоотводчиком, разрез которого показан на фиг. 116. К рычагу поплавка на шарнире подвешен сливной клапан золотникового типа для слива конденсата. Степень открытия клапана зависит от положения поплавка. Кронштейн конденсатоотводчика фланцем присоединен непосредственно к корпусу подогревателя, в результате чего поплавок, находясь внутри подогревателя, реагирует на изменение уровня конденсата. Нижнему положению поплавка соответствует закрытое положение клапана.

При нормальных условиях конденсатоотводчик обеспечивает слив конденсата в количестве, соответствующем максимальному расходу греющего пара на подогреватель, для чего достаточно лишь частичный подъем поплавка и частичное открытие сливного клапана. При разрыве трубок подогревателя или охладителя дренажа уровень жидкости в подогревателе поднимается. Повышенный уровень в подогревателе служит импульсом для сработки защитного устройства подогревателя и его отключения. Подача импульса осуществляется конденсатоотводчиком при предельном верхнем положении поплавка и состоит в замыкании контактов концевой переключател.

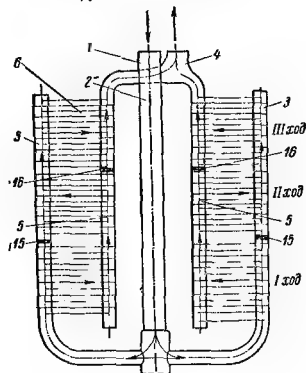
Переключатель расположен снаружи конденсатоотводчика, причем ролик его штока всегда упирается в поверхность перестановочного рычага, закрепленного на валике. Валик через салниковое уплотнение проходит в внутреннюю полость конденсатоотводчика и сцепляется с валиком поплавкового рычага. При аварийном повышении уровня в подогревателе поплавок конденсатоотводчика смещает перестановочный рычаг и сдвигает шток переключателя в верхнее положение, в результате

¹ В настоящее время подогреватели в. д. применяются без охладителей дренажа — см. § 104.



Фиг. 115. Подогреватель высокого давления
типа ТВСС-200 № 5

В трубной системе подогревателя



по АА

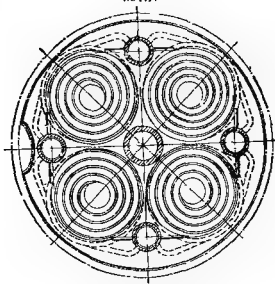
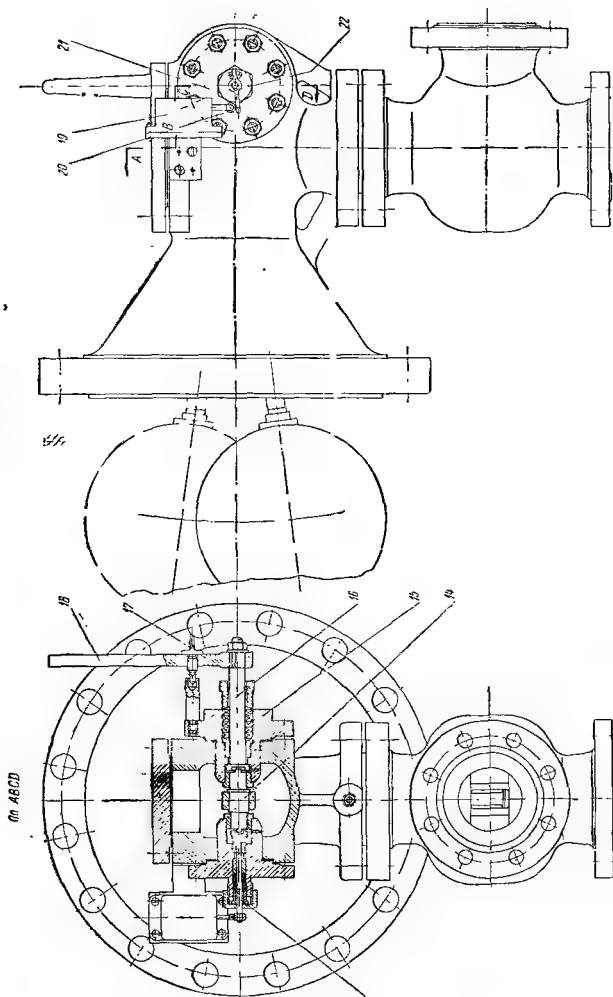
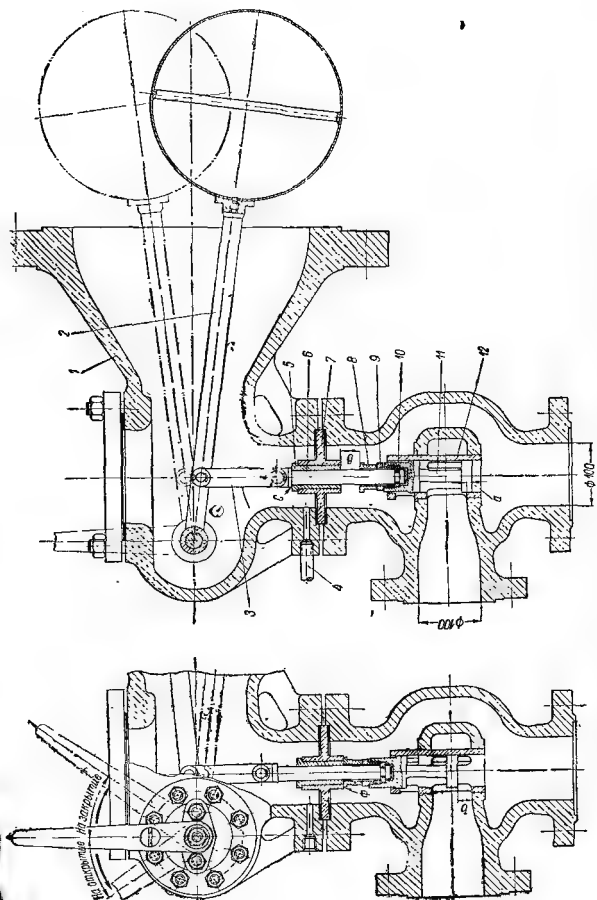


Схема движения воды

1 — входной патрубок питательной воды; 2 — водо-подводящая труба; 3 — питающие коллекторные трубы; 4 — выходной патрубок питательной воды; 5 — приемные коллекторные трубы; 6 — двойные спирали труб; 7 — выпускной патрубок греющего пара; 8 — направляющий желоб греющего пара; 9 — направляющие перегородки; 10 — патрубок отсоса воздуха; 11 и 12 — патрубки для присоединения труб к нижней камере конденсатоотводчика; 13 — слив конденсата греющего пара; 14 — кронштейн с роликом; 15 и 16 — перегородки коллекторных труб.

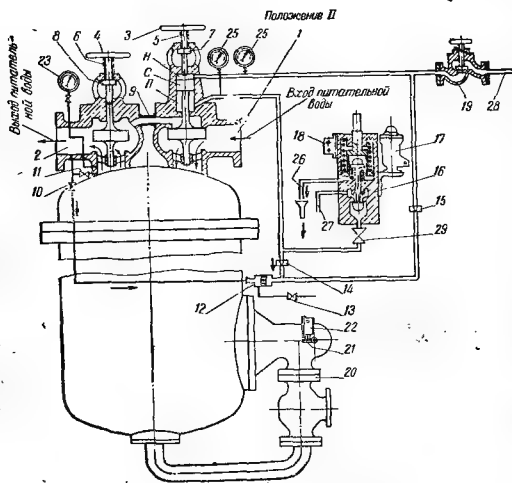
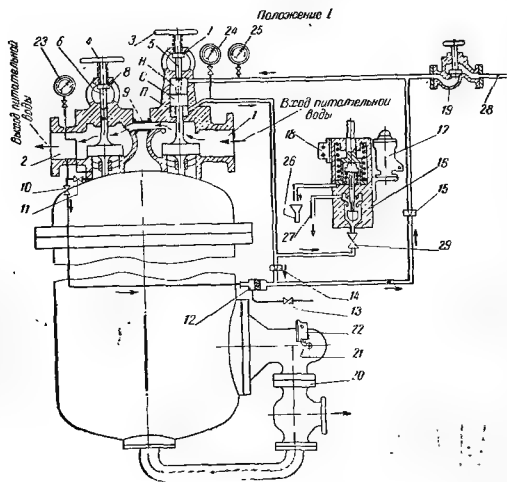
На схеме движения воды в трубной системе подогревателя условно показаны две колонны спиралей между коллекторными трубами вместо четырех колонн.





Фиг. 116. Конденсаторозамок типа КИ-40-100-1 с электрическим переключателем

1 — корпус; 2 — рычаг с ползунком; 3 — корпус; 4 — отвод для пружины камеры над 5; 6 — надрывающая пружина; 7 — шток; 8 — ограничитель; 9 — шток; 10 — шток; 11 — клапан; 12 — стержень клапана; 13 — приводная шпилька переключателя; 14 — валик ползунка; 15 — приводная шпилька переключателя; 16 — валик рукоятки; 17 — боковой винт; 18 — рукоятка; 19 — электрический переключатель; 20 — ролик; 21 — переключательный рычаг; 22 — установочный штифт к 21. При закрытом клапане шток 6 сдвигается на поверхность 11, при этом шток 12 сдвигается на поверхность 13. При этом шток 14 сдвигается на поверхность 15. При этом шток 16 сдвигается на поверхность 17. При этом шток 18 сдвигается на поверхность 19. При этом шток 20 сдвигается на поверхность 21. При этом шток 22 сдвигается на поверхность 23.



чего замыкаются верхние контакты переключателя и происходит включение электромагнита, вызывающего сработку защитного устройства.

Для проверки действия конденсатоотводчика (отсутствия заеданий, исправности электрической схемы и т. п.) он снабжен специальным валиком с выведенной наружу ручкой. При помощи этой ручки можно снаружи поднимать поплавковый рычаг конденсатоотводчика и проверить исправность его действия.

Защитное устройство (см. схему на фиг. 117 а). Подогреватель высокого давления снабжен автоматически действующим защитным устройством, предохраняющим турбину от заброса воды, которая может в нее попасть при аварийном разрыве трубок и переполнении водой парового пространства подогревателя. Защитное устройство состоит из запорного перепускного и обратного клапанов. Комбинированный запорный и перепускной клапан расположен в одном корпусе и имеет одну общую тарелку. Обратный клапан 2 расположен в другом корпусе.

Корпус комбинированного клапана приварен к входному патрубку питательной воды подогревателя, корпус обратного клапана — к выходному патрубку.

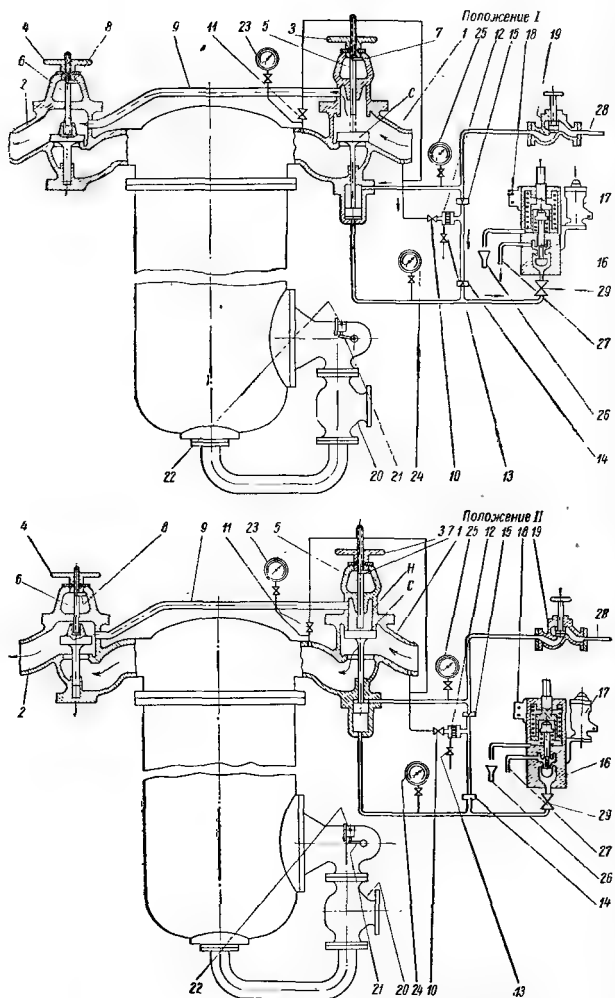
Полость над тарелкой комбини-

фиг. 117 а. Схема защитного устройства и подогревателя высокого давления (турбин высокого давления)

1 — автоматический комбинированный запорный перепускной клапан; 2 — обратный клапан; 3 — механический клапан; 4 — механический клапан; 5 и 6 — пистолеты для принудительного закрытия 1 и 2; 7 и 8 — органические подсыпки пиниделы; 9 — перепуск; 10 и 11 — вентили; 12 — фильтр; 13 — вентиль на отводе для продувки; 14 и 15 — арматура; 16 — автоматический клапан; 17 — электромагнит; 18 — конический переключатель; 19 — пусковой клапан; 20 — конденсатоотводчик; 21 — перепускной рычаг; 22 — электрический переключатель; 23, 24 и 25 — манометры; 26 — пистолет; 27 и 28 — сливы в канализацию; 29 — перепускной вентиль для отключения 16; С — поршень, термометра; 1 — камера под поршнем; II — камера под поршнем.

Положение I — защитное устройство сработало, отключено подкачка питательной воды в подогреватель и включено перепускной клапан. Цифром показаны цилиндры 5 и 6 в положении в нулевой закрытия клапанов.

Положение II — автоматический клапан 16 в работу, подогреватель включен по питательной в работу.



Фиг. 117 Б. Схема защитного устройства подогревателя высокого давления турбины типа АП 25-2. (См. обозначения к фиг. 117 а)

ванного клапана соединена наружными трубами 9 с полостью обратного клапана.

При нормальных условиях работы тарелка комбинированного клапана находится в крайнем верхнем положении, что соответствует полному открытию запорного клапана. Питательная вода, поступающая через входной патрубок клапана 1, направляется через открытое нижнее седло в трубную систему подогревателя, причем доступ воды в верхнюю полость перепускного клапана закрыт тарелкой. Нагретая вода выходит из трубной системы подогревателя через корпус обратного клапана 2 и приподнимает его тарелку.

При сработке защитного устройства тарелка комбинированного клапана при помощи сервомотора автоматически опускается на расположенное под ней седло запорного клапана, закрывая доступ питательной воде в подогреватель и одновременно открывая перепуск питательной воды по трубам 9 в корпус обратного клапана, помимо трубной системы подогревателя.

Комбинированный (перепускной и запорный) клапан 1 и обратный клапан 2 могут быть принудительно закрыты вручную при помощи наружных маховиков 3, 4 и шпindelей 5, 6. Шпindelи в верхней части имеют нарезку. Нижние гладкие участки шпindelей через сальники заведены в крышки и свободно упи-

раются в штоки клапанов. Путем вращения маховиков по часовой стрелке (если смотреть сверху) тарелки обоих клапанов могут быть прижаты к нижним седлам, что приведет к полному отключению трубной системы подогревателя. Для предотвращения полного выворачивания шпинделей из втулок, что может привести к аварийному выбросу горячей воды под большим давлением из подогревателя в машинный зал с мгновенным вскипанием воды, на них установлены заstopоренные предохранительные шайбы — ограничители 7 и 8.

Рабочей жидкостью сервомотора комбинированного клапана служит питательная вода высокого давления. Управление поршневым сервомотором производится от импульсного устройства, состоящего из пускового клапана 19, автоматического клапана 16 (см. ниже) и системы трубопроводов.

Питательная вода для сервомотора поступает из напорного патрубка обратного клапана через вентиль 10 и фильтр 12. Отвод в канализацию с вентилем 13 служит для продувки фильтра. За фильтром трубопровод разветвляется, причем в камеру П под поршень сервомотора клапана 1 вода направляется через дроссельную шайбу 14 с малым отверстием по трубопроводу, имеющему отвод к автоматическому клапану 16, в камеру же Н над поршнем сервомотора вода поступает через дроссельную шайбу 15 с большим отверстием по трубопроводу, имеющему отвод к пусковому клапану 19.

Автоматический клапан 16 (описание его см. ниже) при нормальной работе подогревателя закрыт. Пусковой клапан 19 управляется вручную. При нормальных условиях он закрыт и открывается лишь при пуске подогревателя с выпуском воды в канализацию. Перед включением подогревателя в работу следует предварительно открыть вентили 10 и 11, чтобы поставить трубную систему подогревателя и импульсную систему под давление питательной воды.

Затем вручную открывают пусковой клапан 19, что приводит к снижению давления в полости Н над поршнем сервомотора вследствие слива воды через клапан 19 в канализацию и потери напора при протекании воды через диафрагму 15. Так как с нижней стороны на поршень сервомотора и на шток комбинированного клапана действует полное давление питательной воды, тарелка комбинированного клапана 1 поднимается до упора в верхнее седло. В результате перепуск воды закрывает-

ся и питательная вода с этого момента проходит через трубную систему подогревателя.

После пуска воды через трубную систему пусковой клапан 19 закрывают вручную. Тогда давление воды по обе стороны поршня сервомотора выравнивается. Тарелка же комбинированного клапана остается прижатой к верхнему седлу вследствие наличия перепада давления на тарелке, вызываемого потерей напора при протекании воды через трубную систему подогревателя.

При чрезмерном повышении уровня воды в подогревателе конденсатоотводчик 20 включает электромагнит 17, вызывающий быстрое открытие автоматического клапана 16 и слив воды через отвод 27 в канализацию. Давление в камере П под поршнем сервомотора падает, так как при сливе воды через открывшийся автоматический клапан 16 в диафрагме 14 теряется значительный напор.

В результате поршень сервомотора опускает тарелку комбинированного клапана 1 на нижнее седло, закрывает доступ воды в трубную систему и перепускает питательную воду в обход помпы подогревателя. При сработке электромагнита автоматического клапана переключатель 18 сразу включает сигнальную лампу на теплоом щите турбины. Лампа гаснет только после закрытия автоматического клапана 16.

После сработки защитного устройства (о чем свидетельствует загорание сигнальной лампы) надлежит при помощи маховиков 3 и 4 для большей надежности принудительно зажать тарелки обратного и комбинированного клапанов в положении полного закрытия впрямь до производства ревизии подогревателя и устранения повреждений.

На фиг. 117 б показана схема защитного устройства подогревателя в д. турбоустановки АП-25-2.

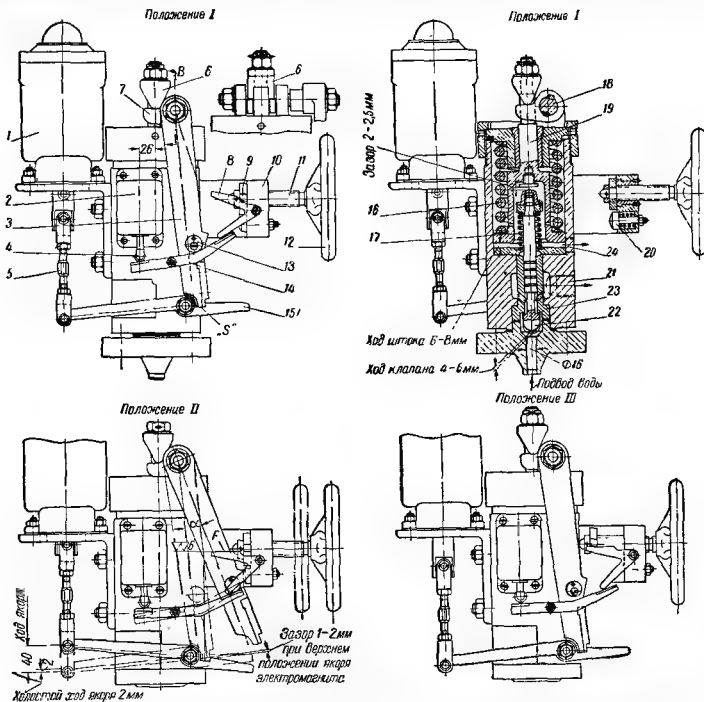
Автоматический клапан импульсного устройства. Автоматический клапан в нормальных условиях закрыт и открывается при повышении уровня воды в подогревателе в результате импульса от конденсатоотводчика, замыкающего верхние контакты переключателя. Автоматический клапан (фиг. 118) состоит из самого клапана 22, приводного механизма, открывающего клапан, и электромагнита 1, расцепляющего защелку спускного устройства. Клапан выполнен самоуплотняющимся.

Давлением воды (и усилием пружины 17) клапан прижат к седлу, так как камера над

клапаном и внутренняя полость приводного механизма имеют сливы в канализацию 21 и 24.

Приводной механизм клапана состоит из пружины 16, отжимающей вниз шток 19, на-

Для взвода механизма клапана, т. е. сжатия пружины 16, служит маховик 12, вращением которого по часовой стрелке до упора осуществляется сцепление грузового рычага 3 со спусковым рычагом 15. При повороте рыча-



Фиг. 118. Автоматический клапан защитного

1 — электромагнит; 2 — концевой переключатель; 3 — грузовой рычаг; 4 — ролик переключателя; 5 — шарнирная передача; 6 — вторая вилка; 7 — кулачок; 8 — стопорный рычаг; 9 — ползун; 10 — кронштейн; 11 — шпилька; 12 — маховик; 13 — эксцентрик; 14 — переставочный рычаг; 15 — спусковой рычаг; 16 — пружина;

правляемый втулкой и имеющий в нижней части форму стакана пружины. На шток сверху надета вилка 6, опирающаяся на кулачок 7. Кулачок закреплен на общем валике 18 с грузовым рычагом 3. Этот рычаг сцепляется с вырезом спускового рычага 15, конец которого шарнирно подвешен к якорю электромагнита 1.

устройства подогревателей высокого давления

17 — дополнительная послочная пружина; 18 — выключ. дет. 3 и 7; 19 — шток; 20 — пружинный амортизатор; 21 — слив рабочей воды в канализацию; 22 — самоуплотняющийся клапан; 23 — стакан-седло клапана; 24 — слив в канализацию протечек из внутренней полости корпуса.

чага 3 одновременно поворачивается кулачок 7, который поднимает шток 19 на величину его хода, составляющего 6—8 мм, и сжимает пружину 16. После зарядки механизма следует маховик 12 вращать в обратном направлении до упора.

Освобожденный от нагрузки шток 22 усилием сжатой пружины 17 и давлением

воды поднимается до упора в стакан 23, служащий седлом для клапана. В результате закрытия клапана слив рабочей жидкости через него прекратится.

При включении электромагнита его якорь втягивается вверх. При этом спусковой рычаг 15 поворачивается и освобождает из защелки грузовой рычаг 3. Шток 19 под действием пружины 16 ударяет сверху в глухую гайку на конце клапана 22 и открывает (опускает) его на 4—6 мм. При повороте грузового рычага 3 сидящий на нем эксцентрик 13 поворачивает перестановочный рычаг 14 за правый его конец по часовой стрелке. При этом левый конец рычага 14 отжимает вверх шток конечного переключателя 2, в результате чего размыкаются нижние контакты переключателя и электрическая цепь электромагнита разрывается. Одновременно замыкаются верхние контакты переключателя, что вызывает включение сигнальной электролампы на тепловом щите турбины, свидетельствующей об открытом положении автоматического клапана (электрическую схему см. § 82).

Зарядку механизма автоматического клапана следует производить лишь после снижения уровня воды в подогревателе до нормального, так как в противном случае электромагнит будет опять включаться от воздействия переключателя на конденсатоотводчике.

Стопорный рычаг 8 предназначен для удержа-

жания при помощи перестановочного рычага 14 переключателя 2 в верхнем крайнем положении, соответствующем разомкнутой цепи электромагнита и включенной контрольной лампе на щите турбины. В таком положении переключатель удерживается до полной зарядки механизма автоматического клапана и обратного отвода маховика 12 в исходное положение (отвернут против часовой стрелки до упора). Для этой цели служит выступ невращающегося ползуна 9, насаженного на конец шпинделя 11 маховика. Выступ упирается в верхнюю полку рычага 8 при смещении шпинделя 11 и удерживает, таким образом, ее в то горизонтальном положении. При этом нижняя полка рычага 8 упирается в перестановочный рычаг 14, который удерживает шпиндель переключателя в верхнем положении.

После зарядки механизма и обратного отвода маховика выступ ползуна 9 выйдет из сцепления с горизонтальным участком верхней полки стопорного рычага, а стопорный рычаг усилием пружины переключателя будет повернут в первоначальное положение. При этом нижние контакты переключателя вновь замкнутся, а верхние — разомкнутся; в результате сигнальная лампа на тепловом щите погаснет, что будет признаком готовности автоматического клапана к работе.

Амортизатор 20 предназначен для смягчения удара при работе электромагнита.

Глава двадцать четвертая

ИСПАРИТЕЛИ И ПАРОПРЕОБРАЗОВАТЕЛИ

§ 93. Назначение и конструкция испарителей

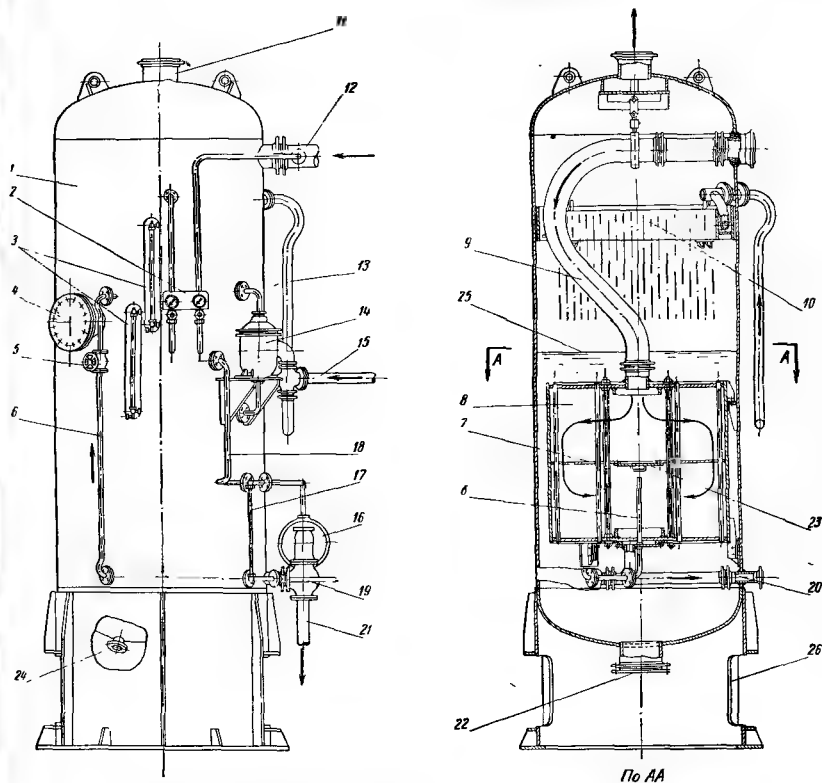
Испарители служат для производства дистиллата, предназначенного для пополнения убыли питательной воды в силовых установках, и ставятся в тех случаях, когда химические способы очистки воды оказываются недостаточными.

В выполняемых заводом установках применяются как одноступенчатые, так и двухступенчатые испарители (более экономичные в смысле расхода пара, чем одноступенчатые). В двухступенчатых испарителях вторичный пар из первой ступени испарителя служит в качестве рабочего пара во второй ступени. Вторичный пар из второй ступени отводится в специальный охладитель, где он конденсируется.

Для испарения воды применяется пар регулируемого давления из промежуточных ступе-

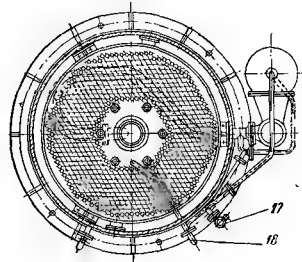
ней турбины. Производительность испарителя зависит от давления и температуры рабочего пара и приблизительно пропорциональна его давлению. Таким образом, производительность испарителя зависит от нагрузки турбины и пропорционального ей давления пара в той ступени, из которой производится нерегулируемый отбор в испаритель. Испаритель рассчитывается на наибольшее давление пара в ступени нерегулируемого отбора, питающего испаритель, ввиду чего первичный рабочий пар не следует дросселировать.

ЛМЗ применяет в настоящее время в турбоустановках аналогичные по конструкции вертикальные испарители типов ИСВ-120 и ИСВ-250. Технические проекты этих испарителей были разработаны ЛМЗ. Испарители строятся Подольским машиностроительным заводом имени Орджоникидзе.



Фиг. 119. Испаритель типа ИСВ-120 (Подольского завода имени Орджоникидзе)

1 — корпус вторичного пара; 2 — щит с манометрами; слева — давление вторичного пара, справа — давление первичного пара; 3 — указатели уровня химически очищенной воды в корпусе; 4 — ляз; 5 — клапан для регулировки отсоса воздуха; 6 — трубопровод отсоса воздуха из 5 в 1; 7 — перегородка; 8 — греющая секция первичного пара; 9 — труба первичного пара; 10 — пеноразрывное устройство; 11 — патрубок отвода вторичного пара; 12 — подводный паропровод первичного пара; 13 — трубопровод химически очищенной воды; 14 — испускательный регулятор питания типа ПР-80; 15 — подводный трубопровод химически очищенной воды; 16 — поплавковый конденсатоотводчик типа КЮ-100-П; 17 — указатель уровня конденсата в 8; 18 — уравнительная паровая трубка из поплавковой камеры 16 и водосказателя 17 в нижний отсек греющей секции 8; 19 — уравнительная водяная трубка из поплавковой камеры в 20; 20 — сливная труба конденсата первичного пара; 21 — отводящий трубопровод конденсата первичного пара; 22 и 23 — лязы; 24 — впускной патрубок для присоединения всасывающего трубопровода к грязевому насосу и для опорожнения корпуса 1; 25 — уровень химически очищенной воды (зеркало испарения)



Испаритель типа ИСВ-120 (фиг. 119) состоит из цилиндрического неразъемного сварного железного корпуса 1 с приваренными к нему двумя штампованными днищами. В нижней половине корпуса под уровнем воды размещена греющая секция 8, представляющая собой цилиндрическую сварную железную камеру с приваренными к ней по окружности верхней и нижней трубными досками, в которых развальцованы вертикальные стальные трубки, образующие поверхность нагрева. Камера подвешена в корпусе на лапах, опирающихся на четыре кронштейна 34 фиг. 120, приваренных к верхней части камеры. Между камерой и корпусом образован свободный кольцевой проход для воды. В свободную от трубок центральную зону верхней части греющей секции по гибкой трубе 9 подается первичный греющий пар, который омывает греющие трубки снаружи и отдает свое тепло находящейся в трубках воде, вызывая в ней парообразование.

Горизонтальная перегородка 7, не доходящая до периферии греющей секции, направляет в верхней половине поток пара от центра к периферии трубного пучка, а в нижней от периферии к центральной камере, из которой по трубопроводу 6 во избежание образования воздушного мешка производится отсос воздуха в паровое пространство камеры вторичного пара. Конденсат первичного пара сливается из греющей секции по гибкому трубопроводу 20 через присоединенный снаружи конденсатоотводчик 16.

Образующаяся в кипятильных трубках пароводяная смесь поднимается до зеркала испарения, где происходит отделение пара от воды, спускающейся по кольцевому каналу вокруг греющей секции в нижнюю часть корпуса, откуда вновь поступает в трубки.

Предварительно химически очищенная и деаэрированная вода поступает под напором в испаритель через пеноразрывочное устройство 10, состоящее из лотка с кольцевым водосливом, расположенного в верхней части корпуса над греющей секцией. Вода сливается через край лотка в виде сплошной пелены, осаждающей и размывает шапку пены, которая может появиться над зеркалом испарения при значительной концентрации солей в испаряемой воде.

Регулирование подачи воды в испаритель производится поплавковым регулятором уровня 14 типа ПР-80 (фиг. 123). Регулятор поддерживает над трубками слой воды, который за-

тормаживает струи пароводяной смеси из трубок и обеспечивает более равномерный съем пара с зеркала испарения. Вторичный пар выходит из испарителя через верхний патрубок 11.

Для наблюдения за уровнем воды в корпусе испарителя и за уровнем конденсата в греющей секции служат водоуказательные приборы 3 и 17. Водоуказательный прибор 17 присоединяется к водяному пространству греющей секции через сливной трубопровод, а к ее паровому пространству — через особую трубку 18, проходящую в нижнюю половину секции. Конденсатоотводчик для отвода конденсата из греющей секции присоединяется в параллель с водоуказательным стеклом. На корпусе испарителя смонтирован щит 2 с манометрами, показывающими давления первичного и вторичного пара.

Удаление концентрированного раствора солей, образующегося в корпусе в результате испарения воды, производится продувочным наосом через патрубок 24. Постоянная продувка составляет обычно 10% от расхода свежей воды. Опорожнение испарителя производится через тот же патрубок.

Для доступа к внутренним элементам испарителя на случай осмотра и ремонта служат лазы 4 и 22.

С 1956 г. Подольский машиностроительный завод имени Орджоникидзе приступил к выпуску испарителей типов ИСВ-120М и ИСВ-250М, модернизированных МО ЦКТИ.¹ Усовершенствованный испаритель типа ИСВ-250М показан на фиг. 120. Конструктивные отличия испарителя этого типа от выпускавшихся прежде заключаются в замене пеноразрывочного устройства системой промывки и очистки вторичного пара, пропускаемого через слой свежей питательной воды с последующей сепарацией влаги в пластинчатом сепараторе. Для этой цели на расстоянии 1400 мм над греющей секцией располагается паропровывочный лист 26, состоящий из отдельных пластин с равномерно распределенными в них отверстиями диаметром 5–6 мм. Суммарное живое сечение отверстий составляет 5,5% от площади листа. Питательная вода вводится в испаритель по трубе 13 через распределительное кольцо 30, расположенное над паропровывочным дырчатым листом 26, и образует над листом слой промывочной воды.

¹ Сл. М. С. Стерман и К. М. Калинин. Модернизация паросепарации испарителей типа ИСВ. «Энергомашиностроение», 1955, № 1.

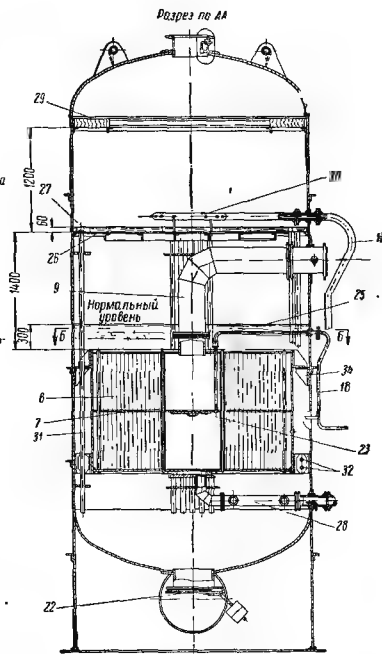
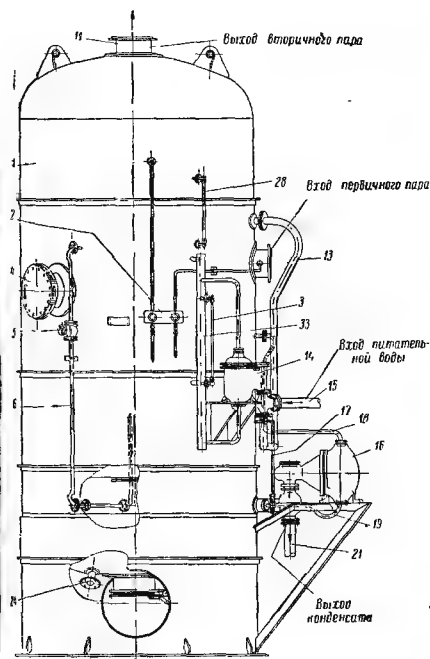
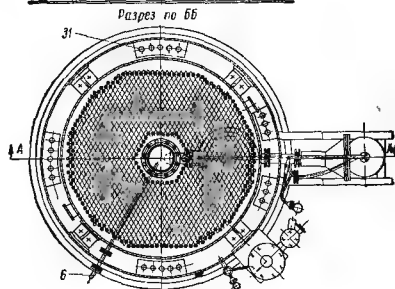
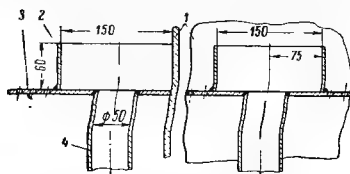


рис. 120. Испаритель типа ИСВ 250 М (модернизированный).

Обозначения рис. 1—25 см. на фиг. 119; 26—паропромывочный перчатый лист; 27—перелив; 28—указатель высоты слоя хромпиковой питательной воды над 26; 29—пластинчатый separator; 30—распределитель питательной воды; 31—опускные трубы; 32—специальные болты (на время транспортировки); Б—уравнительная трубка; 33—открытые кронштейны греющей секции (кронштейны на разрезе по А—А показаны условно; действительное их расположение показано на разрезе по Б—Б)



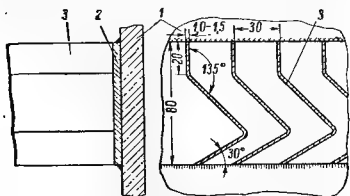
По периферии в листе 26 вварена двадцать одна вертикальная опускающая труба 31; по этим трубам питательная вода сливается через переливы 27 (см. также фиг. 121) и отводится в нижнюю часть корпуса испарителя. Высота



Фиг. 121. Перелив

1 — корпус испарителя; 2 — сливной борт; 3 — дырчатый лист; 4 — опускающая труба

бортов переливов обуславливает необходимую толщину слоя воды над дырчатым листом 26. Вторичный пар, образующийся в кипятильных трубках греющей секции после отделения от



Фиг. 122. Пластиначатый (жалюзийный) сепаратор

1 — корпус испарителя; 2 — бандаж для крепления пластин; 3 — пластины

воды, поднимается вверх и пробивается через отверстия в дырчатом листе и слой питательной воды в верхнюю часть испарителя. При этом в слое свежей воды задерживаются соли, захваченные влажным паром. На расстоянии 1200 мм над дырчатым листом помещен кольцевой пластиначатый жалюзийный сепаратор 29 (см. также фиг. 122), предназначенный для отделения влаги из вторичного пара перед выходом его через верхний патрубок 11 из корпуса испарителя.

На корпусе испарителя установлено дополнительное водоуказательное стекло 28 для наблюдения за толщиной слоя промывочной воды над дырчатым листом.

Регулятор питания 14 и водомерное стекло 3, показывающее уровень воды в корпусе испарителя, подключены через уравнительную

трубу 33. Жидкость в удлиненной уравнительной трубе уравнивает лишь незначительный слой воды в корпусе, что достигается соответствующим расположением соединительных трубок между трубой и корпусом испарителя. Благодаря этому пульсация уровня воды во время работы испарителя не отражается на работе регулятора питания и показании водомерного стекла 3.

По данным ЦКТИ модернизированные испарители обеспечивают повышенное качество дистиллата, возможность снижения постоянной продувки до 1—2% и увеличение производительности двухкорпусной испарительной установки (состоящей из испарителей ИСВ-120М и ИСВ-250М) приблизительно на 37% сверх номинальной.

На время транспортировки испарителя с завода-изготовителя до места монтажа греющая секция дополнительно крепится восемью специальными болтами 32 (фиг. 120) к планкам корпуса. Эти болты должны быть обязательно удалены перед пуском испарителя в работу для возможности теплового расширения греющей секции.

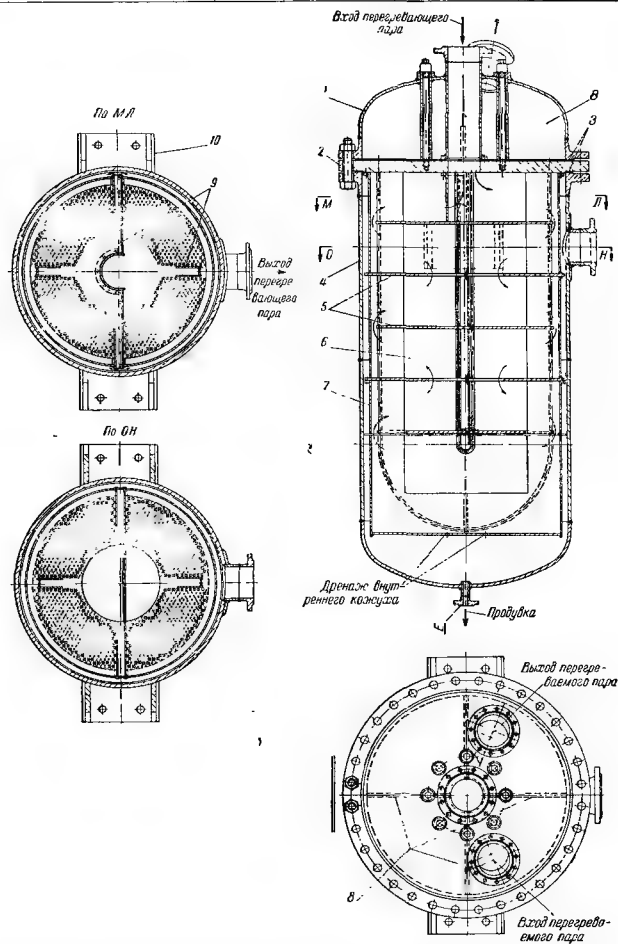
Ось испарителя должна быть при монтаже установлена строго вертикально, чтобы обеспечить равномерность толщины слоя промывочной воды над всей поверхностью дырчатого листа 26.

Основные данные испарителей приведены в приложении. Описание установок испарителей и схем их включения см. в гл. 27.

§ 94. Паропреобразователи

В установках турбин с отбором пара иногда бывают случаи, когда по условиям использования этого пара внешним потребителем не может быть обеспечен возврат в систему установок конденсата отбираемого пара в достаточном количестве или надлежащего качества для питания паровых котлов высокого давления.

В подобных случаях в схему установок вводятся паропреобразователи, которые обеспечивают возврат на ТЭЦ воды надлежащего качества. Паропреобразователь работает по принципу испарителя. Отбираемый из турбины первичный пар поступает в паропреобразователь, где отдает тепло на образование вторичного пара из химически очищенной воды или обратного конденсата от внешнего потребителя. Вторичный пар используется внешним потребителем, а конденсат первичного пара направляется обратно в систему установок.



Фиг. 124. Четырехходовый пароперегреватель паропреобразовательной установки (технический проект)

1 — парораспределительная камера; 2 — трубная доска; 3 — паронитовые прокладки; 4 — корпус; 5 — направляющие перегородки; 6 — трубная схема; 7 — внутренний кожух; 8 — четыре перегородки; 9 — направляющие штыри; 10 — опорные лапы

[illegible]

Давление вторичного пара на несколько атмосфер ниже давления первичного пара. Поэтому для обеспечения потребителя паром заданного давления необходимо приключать паропреобразователь к отбору турбины с более высоким давлением.

В целях уменьшения тепловых потерь в паропроводах к внешнему потребителю применяется перегрев вторичного пара. В схемах ЛМЗ этот перегрев осуществляется в паровом перегревателе вторичного пара, обогреваемом первичным паром до поступления последнего в паропреобразователь.

По конструкции паропреобразователи отличаются от испарителей лишь более значительными габаритами. Кроме арматуры, описанной выше (§ 93), на корпусе преобразователя устанавливаются предохранительные клапаны, чтобы не допустить в нем чрезмерного повышения

давления против расчетного давления вторичного пара.

На фиг. 124 представлен разрез парового пароперегревателя.

Схема установки паропреобразователя с паровым перегревом вторичного пара изображена на фиг. 125 (см. также схему паропреобразовательной установки на фиг. 148).

Для увеличения срока службы и надежности испарители и паропреобразователи должны питаться химически очищенной водой по нормам, приведенным в § 401 ПТЭ. При давлении в паропреобразователях более 8 атм питательная вода должна быть фосфатирована по нормам, установленным для паровых котлов. Нормы качества концентрата устанавливаются на основе тепло-химических испытаний (§ 402 ПТЭ).

Глава двадцать пятая

БОИЛЕРЫ

§ 95. Назначение и типы бойлеров

Бойлеры (фиг. 126) предназначаются для подогрева сетевой воды, применяемой для теплофикации (или производства). По принципу работы бойлеры ничем не отличаются от подогревателей питательной воды (см. § 91).

По конструкции бойлеры отличаются от подогревателей наличием нижней подвесной камеры со второй трубной доской. Прямые латунные трубки развальцованы в верхней и нижней трубных досках.

По параметрам пара бойлеры делятся на предвключенные, основные и пиковые.

Основные бойлеры работают при низком давлении пара (1,2—2,5 атм) и предназначены для нормального подогрева сетевой воды.

Пиковые бойлеры применяются для дополнительного подогрева воды во время сильных морозов или в тех случаях, когда температура подогревающей воды недостаточна.

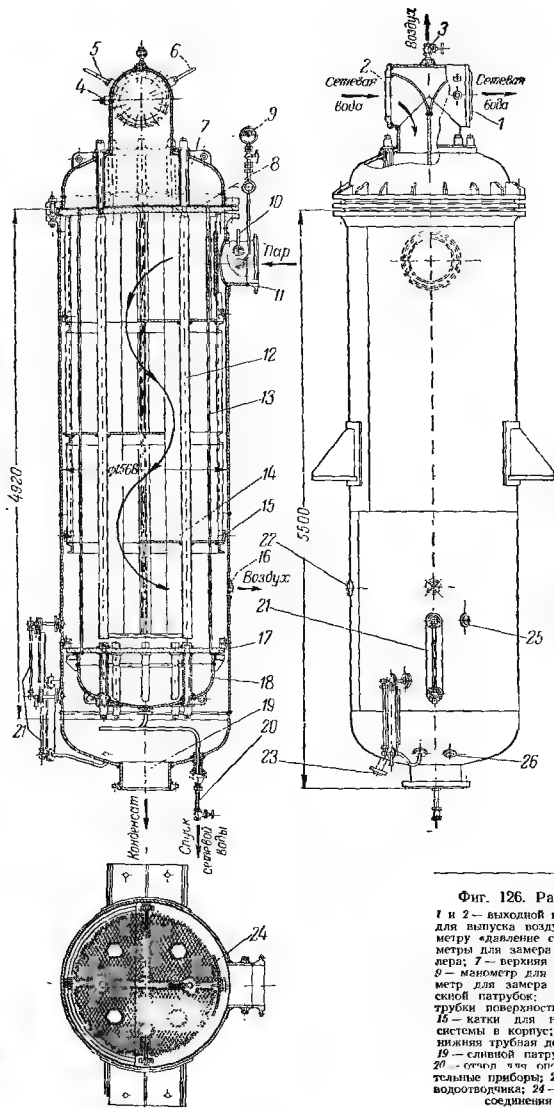
Пиковые бойлеры питаются паром более высокого давления из регулируемой ступени отбора турбины или редуцированным паром из котельной через редукционно-охладительную установку (РОУ). Пиковые бойлеры включаются с водяной стороны последовательно с основными бойлерами, в результате чего осуществляется двухступенчатый подогрев воды.

Экономически более выгодной является схема трехступенчатого подогрева сетевой воды с применением «бойлерной турбины».¹ При этой схеме (см. § 106) первичный подогрев сетевой воды происходит в предвключенном бойлере, первом по ходу сетевой воды, в котором конденсируется отработавший пар бойлерной турбины. Бойлерная турбина питается паром давления 1,2—2,5 атм из теплофикационного отбора турбины, который параллельно подается в основной бойлер.

Предвключенный бойлер, охлаждаемый обратной сетевой водой, служит конденсатором отработавшего пара бойлерной турбины. Давление (вакуум) в предвключенном бойлере определяется температурой и количеством прокачиваемой через него сетевой воды. Предвключенный бойлер может быть использован также в качестве основного бойлера или в качестве охладителя конденсата греющего пара основного бойлера.

Мощность, развиваемая бойлерной турбиной, используется для привода сетевого насоса. С валом турбины, кроме того, связан асинхронный генератор, питающий систему собственных нужд электростанции в том слу-

¹ Схема предложена канд. техн. наук А. С. Зильберманом (ЛМЗ).



чае, когда мощность турбины превышает мощность, потребляемую насосом. При падении же мощности турбины ниже мощности, потребляемой насосом, асинхронный генератор «подхватывает» насос и начинает работать в режиме двигателя.

Более гибкой и удобной в эксплуатационном отношении является схема, при которой бойлерная турбина служит приводом только электрического генератора, питающего с переменной мощностью шины собственных нужд электростанции.

Выгода применения схемы трехступенчатого подогрева с бойлерной турбиной заключается в том, что возрастает полезная мощность, вырабатываемая электростанцией. Подсчеты показывают, что увеличение годовой выработки электроэнергии турбоустановкой ВТ-25-4 при неизменном расходе топлива в случае применения описанной схемы трехступенчатого подогрева сетевой воды составляет 2,5–3%.

Ввиду явного экономического преимущества схемы трехступенчатого подогрева в бойлерных установках производство бойлерных турбин будет несомненно в ближайшем будущем организовано.

Для наблюдения за уровнем конденсата бойлеры снабжаются водомерными стеклами.

Фиг. 126. Разрез пикового бойлера типа БП-500

1 и 2 — выходящая и входящая патрубки сетевой воды; 3 — краник для выпуска воздуха из трубной системы; 4 — ствол к манометру «давление сетевой воды после бойлера»; 5 и 6 — термометры для замера температуры сетевой воды после и до бойлера; 7 — верхняя водяная камера; 8 — верхняя трубная доска; 9 — манометр для замера давления греющего пара; 10 — термометр для замера температуры греющего пара; 11 — паропускной патрубок; 12 — корпус трубной системы; 13 — лагуны трубки поверхности нагрева; 14 — направляющие перегородки; 15 — катки для направления каркаса при опускании трубной системы в корпус; 16 — ствол воздуха в основной бойлер; 17 — нижняя трубная доска; 18 — нижняя подвесная водяная камера; 19 — сливной патрубок для отвода конденсата греющего пара; 20 — отливчик для опорожнения трубной системы; 21 — водоуказательный прибор; 22 и 23 — фланцы для присоединения корпуса водопроводчика; 24 — защитный лист; 25 и 26 — фланцы для присоединения нижнего указателя уровня воды.

Отсос воздуха из пикового бойлера в паровое пространство основного бойлера, а из основного в предвключенный бойлер производится через ограничительные шайбы. Воздух из основных бойлеров отводится в конденсатор турбины или в атмосферу. Воздух необходимо также отводить из верхней части поплавковых конденсатоотводчиков бойлеров через трубки, присоединяемые к паровому пространству бойлеров. Воздухоотводящие трубки из бойлерных конденсатных насосов присоединяют к паровому пространству основных или предвключенных бойлеров.

Для спуска воды из пучка трубок при остановке бойлера на длительное время или при ревизии предусмотрены специальные отводы из нижней водяной камеры, выходящие наружу корпуса.

Описание и типовые схемы бойлерных установок даны в § 105 и 106.

§ 96. Защитные устройства бойлеров

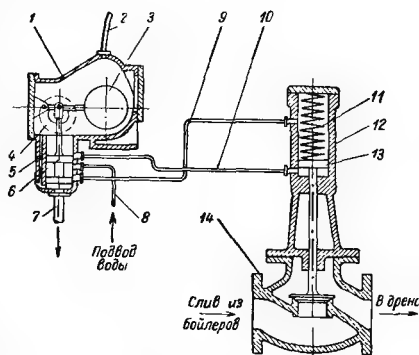
Основные бойлеры иногда снабжаются аварийным автоматическим сливным клапаном (фиг. 127), предназначенным для слива воды из парового пространства бойлера в случае разрыва латунных трубок, во избежание переливания корпуса водой и попадания воды в паропровод.

Автоматическое устройство состоит из поплавковой камеры 1 с золотником 6 и аварийного клапана 14 с поршневым сервомотором 12. Поплавковая камера присоединяется фланцем 4 непосредственно к паровому пространству бойлера примерно на уровне одной трети его высоты. Из верхней части камеры сделан отвод 2 воздуха по трубке в верхнюю часть корпуса бойлера. Аварийный клапан 14 устанавливается на сливном трубопроводе от основных бойлеров; к клапану присоединяется спускная линия в дренажные баки.

Нормально весь конденсат рабочего пара из основных бойлеров при помощи конденсатных подъемных насосов отводится в линию основного конденсата турбины. В этом случае поплавок 3 в поплавковой камере занимает свое нижнее положение. Подвешенный на шарнире к поплавку золотник занимает при этом показанное на фиг. 127 положение.

В золотниковую камеру по трубке 8 подается вода из напорной магистрали сетевых насосов. Через открытое золотниковое отверстие по соединительной трубке 9 вода поступает в пространство над поршнем 13 сервомотора

12 аварийного клапана, причём одновременно пространство под поршнем сервомотора соединяется через внутренний канал 5 золотниковой камеры со спускной линией 7. Наличие избыточного давления и пружины над поршнем клапана обеспечивают плотность его закрытия.



Фиг. 127 Схема устройства для аварийного слива из бойлеров

1 — поплавковая камера; 2 — отвод воздуха в корпус бойлера; 3 — поплавок; 4 — фланец для присоединения к паровому пространству бойлера; 5 — внутренний канал золотниковой камеры; 6 — золотник; 7 — дренажная труба из золотниковой камеры; 8 — подвод воды из напорной линии сетевых насосов; 9 и 10 — соединительные трубки; 11 — пружина; 12 — поршневой сервомотор; 13 — поршень; 14 — аварийный клапан

В случае значительного повышения уровня воды в корпусе бойлера вследствие разрыва трубок поплавковая камера заливается водой и поплавок всплывает. Связанный с поплавком золотник поднимается и перекрывает окон золотниковой камеры таким образом, что пространство над поршнем сервомотора аварийного клапана соединяется со спускной линией а пространство под поршнем — с напорной магистралью. Под напором воды поршень сервомотора сдвигается вверх и открывает аварийный сливной клапан, в результате чего вода из бойлеров сливается в спускную линию. После снижения уровня воды аварийный клапан автоматически закрывается вследствие опускания поплавка и обратного перемещения золотника.

На время ревизии неисправный бойлер должен быть отключен от всех трубопроводов.

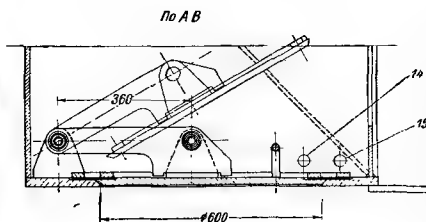
Электрическая схема защиты, пригодная также для предвключенного бойлера, может быть разработана и основана на применении поплавковых контактных устройств для воздействия при чрезмерном повышении уровня

конденсата на прямые и обводные электродвигки бойлера, в целях отключения трубной системы бойлера от сетевой воды при одновременной сигнализации для извещения персонала.

Глава двадцать шестая

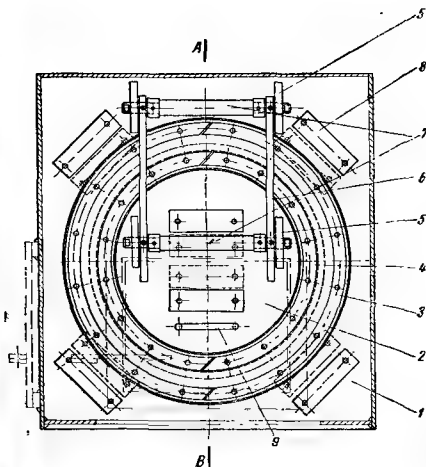
СПЕЦИАЛЬНАЯ АРМАТУРА И АППАРАТЫ ТУРБОУСТАНОВOK

§ 97. Атмосферный предохранительный клапан-диафрагма

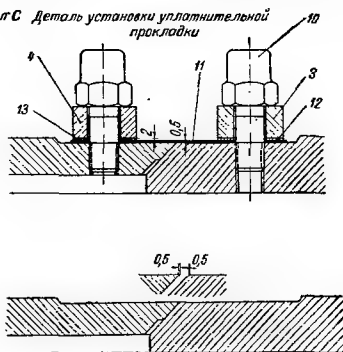


Атмосферный клапан-диафрагма (см. фиг. 128 и 105) предназначается для предохранения конденсатора и выпускного патрубка турбины от повышения в них давления сверх атмосферного. Давление в конденсаторе может повыситься в случае какой-либо неисправности конденсационной установки — срыва подачи охлаждающей воды в конденсатор вследствие выключения электродвигателей циркуляционных насосов и т. п.

Клапан расположен в специальном коробе (14 на фиг. 105), вваренном в верхнюю часть конденсатора и снабженным лазом для реви

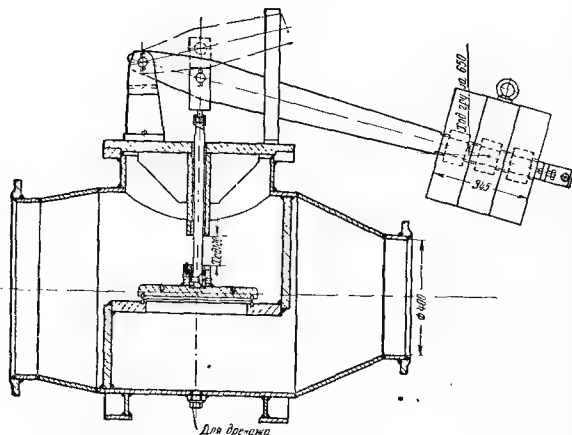


Узел Г Деталь установки уплотнительной прокладки



Фиг. 128. Атмосферный клапан-диафрагма

1 — седло клапана; 2 — тарелка; 3 и 4 — прижимные кольца; 5 — ушко (4 шт.); 6 — рычаги; 7 — валики; 8 — протекторные цинковые пластины; 9 — ручки; 10 — колпачковые гайки; 11 — паронитовая прокладка; 12 и 13 — картонные прокладки; 14 и 15 — трубопроводы для залива и дренажа короба, в котором размещен клапан



Фиг. 129. Предохранительный клапан $\varnothing 400/600$ паропровода теплофикационного отбора

зии клапана. Непосредственно к корпусу при-
мыкает выпускной паропровод. Днище корпуса
образует седло, в конусной выточке которого
свободно лежит тарелка клапана. Стык седла
и тарелки перекрывается кольцевой паронитовой
прокладкой толщиной 0,5—1 мм, которая
для создания плотности притянута к смежным
наружным поверхностям клапана и седла при
помощи двух разрезных полуколец и шпилек
с колпачковыми гайками. Для предохранения
паронитовой прокладки от повреждений по-
верхности клапана и седла под прокладкой
должны лежать в одной плоскости, а кромки
их должны быть притуплены, как показано на
деталях фиг. 128.

При незначительном повышении давления
в конденсаторе над атмосферным паронитовая
прокладка разрывается, тарелка приподни-
мается в сторону, как показано на фиг. 128, и
пар из конденсатора через клапан выходит
в атмосферу.

В турбинах более поздних выпусков предо-
хранительный клапан-диафрагма встроен в
крышку цилиндра турбины, что устраняет не-
обходимость в выпускном трубопроводе (од-
нако пар выпускается прямо в машинный зал).

Для уменьшения ржавления деталей кла-
пана с верхней и нижней сторон днища коро-

ба установлены цинковые
протекторы. Пластины про-
текторов и места их закреп-
ления не окрашиваются, что-
бы создать надежный кон-
такт в соединениях, который
должен периодически прове-
ряться путем подтяжки кре-
пящих болтов.

Перед опрессовкой кон-
денсатора при проверке его
плотности надлежит предва-
рительно снять паронитовую
прокладку со стыка между
тарелкой и седлом клапана,
в целях сохранения ее це-
лой, и установить на ее ме-
сто специальное стальное
кольцо на пароните, которое
поставляется вместе с кла-
паном.

По окончании гидравли-
ческого опробования кон-
денсатора стальное кольцо
снимают и устанавливают
на место паронитовую про-
кладку.

Шарнирные соединения тарелки следует
регулярно смазывать солидолом.

§ 98. Атмосферный предохранительный клапан паропровода теплофикационного отбора

Для предохранения агрегата от аварийного
повышения давления в камере и паропроводе
теплофикационного отбора (вследствие не-
исправности регулирований и т. п.), на паро-
проводе к деаэратору 1,2 ата и подогревателю
низкого давления № 2, присоединенному
к коллектору теплофикационного отбора, де-
лается отвод к предохранительному клапану
грузового типа диаметром 400/600. Разрез кла-
пана представлен на фиг. 129. Клапан имеет
сварной корпус, рассчитанный на пробное гид-
равлическое давление 5 кг/см². Давление
срабатывания клапана устанавливается в
1,9 ± 0,1 кг/см² по манометру путем подбора
грузов. Корпус клапана дренируется в конден-
сатор.

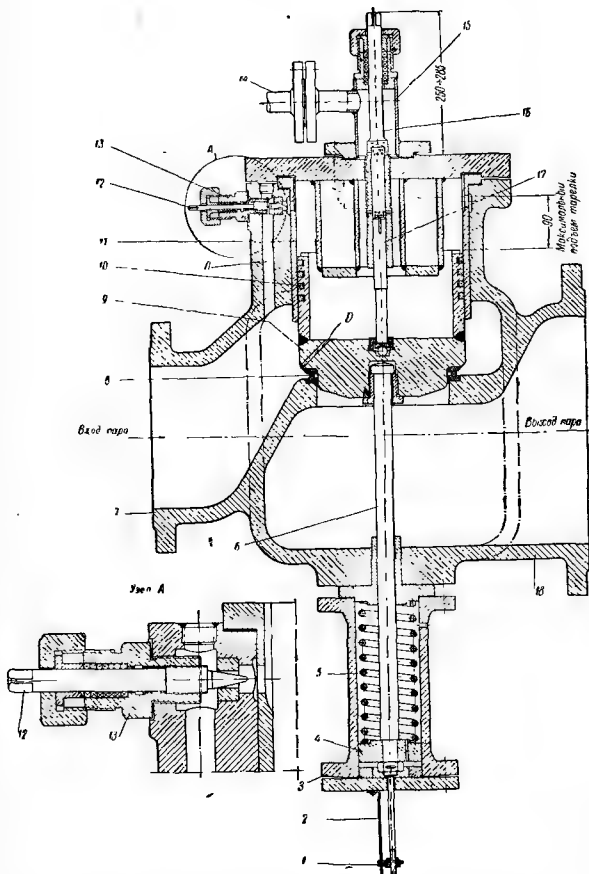
При переборках клапана следует проверять
плотность уплотнительных колец, а также со-
стояние звеньев передачи усилия от грузов
к тарелке, от исправности которых зависит
надежная работа клапана.

§ 99. Предохранительное устройство паропровода производственного отбора

Для защиты системы паропроводов производственного отбора турбоустановки от повышения давления пара сверх нормального служит предохранительное устройство, устанавливаемое на паропроводе отбора.

Повышение давления в паропроводе отбора сверх нормального возможно при резком уменьшении или полном прекращении расхода пара потребителем, при неисправности системы регулирования или парораспределения турбины или неисправности станционной редукционно-охладительной установки (РОУ), служащей резервом для потребителя производственного пара в случае останова турбины.¹

Предохранительное устройство, применяемое ЛМЗ для системы паропроводов производственного отбора турбин типов ВПТ-25-3 и АП-25-2, состоит из двух одинаковых комплектов клапанов. Каждый комплект состоит из одного аварийного предохранительного клапана типа КПР-250/400 и одного импульсного рычажного клапана типа КИР-38/50. Открытие последнего служит импульсом для открытия аварийного клапана типа КПР-250/400. После сни-



Фиг. 130. Аварийный предохранительный клапан типа КПР-250/400

1 — стрелка указателя подъема клапана; 2 — шпала; 3 — корпус запирающего демферного устройства; 4 — поршень демфера с отверстием; 5 — запирающая пружина; 6 — шток; 7 — входной патрубок; 8 — уплотняющие посадочные кольца из нержавеющей стали; 9 — тарелка, образующая поршень в верхней части; 10 — поршневые кольца; 11 — заполняемое кольцо; 12 — игла с наружной квадратной головкой; 13 — сальниковая коробка; 14 — паропровод к импульсному клапану; 15 — камера буферного устройства; 16 — бусы; 17 — золотник; 18 — выпускной патрубок. А — игольчатый клапан; Д — отверстие в тарелке 9; И — канал в корпусе

¹ РОУ системы ЛМЗ снабжены отдельными предохранительными клапанами и потому не могут служить причиной повышения давления пара в паропроводе отбора

жения давления в паропроводе до нормального значения клапаны закрываются.

Принцип действия предохранительного устройства заключается в следующем. Тарел-

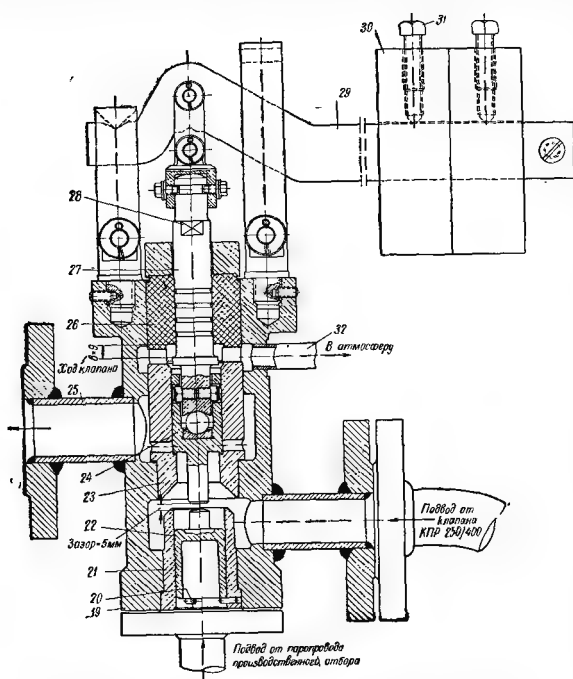
Входной патрубок 7 клапана присоединяется к паропроводу отбора, а к выпускному патрубку 18 клапана присоединяется отдельный паропровод в атмосферу.

При закрытом положении клапана в полости над тарелкой устанавливается давление пара, равное давлению пара в трубопроводе отбора. В этом случае тарелка 9 прижата к седлу перепадом между давлением пара в полости над тарелкой и атмосферным давлением под тарелкой, а также усилием сжатой пружины 5, нагружающей шток 6 через поршень 4 демферного устройства.

Полость над тарелкой 9 аварийного предохранительного клапана соединяется по трубопроводу 14 с импульсным рычажным клапаном (фиг. 131). При открытии последнего, в результате чрезмерного повышения давления в паропроводе отбора, давление в полости над тарелкой падает. При этом на поршне тарелки 9 создается усилие, преодолевающее усилие пружины 5 и вызывающее открытие клапана.

Величина подъема тарелки клапана (т. е. пропускная способность) может быть отрегулирована при помощи буферного устройства. Это устройство состоит из камеры 15, полый бокс 16 и золотника 17. К камере 15 присоединен трубопровод 14, ведущий к импульсному клапану. Букса имеет по два ряда отверстий в нижней и верхней частях, соединяющих камеру 15 с полостью над тарелкой 9 клапана. Золотник 17 при помощи париковой опоры присоединен к тарелке 9 и передвигается внутри буксы 16 при перемещениях тарелки.

Проходная площадь сверлений в буксе 16 приблизительно в пятнадцать раз превышает суммарное проходное сечение игольчатого кла-



Фиг. 131. Импульсный рычажный клапан типа КИР-38/50

19 — патрубок для присоединения к паропроводу отбора; 20 — опорные штифты золотника; 21 — золотниковый втулка; 22 — седло; 23 — тарелка; 24 — патрубок отвода в атмосферу; 25 — направляющий втулка; 26 — шток; 27 — рычаг; 28 — рычаг; 29 — рычаг; 30 — рычаг; 31 — стопорные винты; 32 — вставка трубка

ка 9 аварийного предохранительного клапана (фиг. 130) образует в верхней своей уширенной части поршень, который используется в качестве сервомотора для открытия самой тарелки. Полость над тарелкой 9 соединена с входным патрубком 7 клапана через внутренний обводной канал *П* в корпусе и игольчатый клапан *А*, а также через отверстие *Д* в тарелке.

пана *A* и отверстия *D* в тарелке, по которым пар проникает в полость над тарелкой 9 клапана. Поэтому при открытии импульсного клапана (фиг. 131) давление пара в полости над тарелкой быстро падает. При резком подъеме тарелки пар в полости над ней образует буфер и предотвращает удар тарелки о крышку клапана. При подъеме тарелка 9 останавливается в равновесном положении, при котором золотник 17 частично перекрывает нижний ряд отверстий в буксе 16, причем в полости над тарелкой устанавливается некоторое промежуточное давление, уравновешивающее усилие заправляющей пружины 5.

Регулировка подъема клапана производится путем вращения буквы 16 за ее квадратную головку, выступающую наружу через сальник из камеры 15. Для увеличения подъема клапана буксу следует поворачивать против часовой стрелки.

Расчетные данные о пропускной способности клапана в зависимости от его подъема применительно к нормальным параметрам пара в отборных трубопроводах турбин типов ВПТ-25-3 и АП-25-2 даны в табл. 23.

При закрытии импульсного клапана (фиг. 131) истечение пара в атмосферу из полости над тарелкой 9 прекращается. При этом давление в полости быстро поднимается до давления в паропроводе отбора за счет протечек пара через игольчатый клапан и сверление в тарелке. В результате перепад давления на тарелке выравнивается и она опускается на седло под действием усилия пружины 5 при увеличивающемся посадочном усилии, вызываемом возрастанием перепада давления пара на тарелку. Для предотвращения удара в уплотнительных кольцах 8 при посадке клапана тарелка пружины 5 выполнена в виде поршня 4 с отверстием, образующим демпфер в корпусе 3 пружины.

Заполняющее кольцо 11 уменьшает объем полости над тарелкой 9 и тем самым ускоряет открытие или посадку клапана.

Назначение импульсного рычажного клапана (фиг. 131) заключается в соединении с атмосферой полости сервомотора аварийного предохранительного клапана в случае чрезмерного повышения давления в трубопроводе отбора и в поддержании этого соединения в открытом положении до достаточного снижения давления в паропроводе отбора.

Тарелка 24 импульсного клапана прижата к седлу 23 сидящими на рычаге 29 грузами 30. Полость под тарелкой соединена трубопрово-

дом 14 с полостью сервомотора аварийного предохранительного клапана, а следовательно, при закрытом импульсном клапане давления пара в обеих полостях одинаковы. При повышении давления в паропроводе отбора, а следовательно, и во внутренней полости импульсного клапана тарелка 24 приподнимется и выпустит пар через патрубок 25 в атмосферу. Непосредственно после отрыва тарелки 24 от седла усилие на тарелку в сторону открытия возрастает, так как давление пара будет действовать на сечение по наружному диаметру тарелки, превышающему сечение по посадочному пояску.

Патрубок 19 клапана служит для присоединения к паропроводу отбора турбины. Золотник 22, расположенный во втулке 21 патрубка и опирающийся на штифты 20, непосредственно воспринимает с нижней стороны давление в паропроводе отбора. После открытия импульсного клапана давление пара в полости под тарелкой 24 упадет, а перепад давления на золотнике 22 возрастет, в результате чего золотник поднимется и удержит тарелку 24 в открытом положении. При этом будет обеспечен непрерывный отвод пара из полости над тарелкой 9 (фиг. 130) аварийного клапана.

Импульсный клапан закроется под действием грузов 30 при достаточном падении давления в паропроводе отбора. В последнем случае давление пара под тарелкой 24 импульсного клапана поднимется до давления в паропроводе отбора за счет поступления пара из полости над тарелкой 9 аварийного клапана, а также протечек пара через зазоры между втулкой 21 и золотником 22, в результате чего золотник 22 опустится обратно на опорные штифты 20.

Установка. При монтаже аварийного предохранительного клапана и импульсного клапана следует проследить за тщательной вертикальной установкой их штоков и за горизонтальным положением грузового рычага в закрытом положении импульсного клапана. Импульсный клапан должен быть расположен выше аварийного предохранительного клапана, чтобы дренировать соединительный трубопровод 14 между клапанами. Выпускной трубопровод из патрубка 25 импульсного клапана должен быть особо выведен в атмосферу или приключен к выпускному трубопроводу конденсатора. Присоединение его к выпускному трубопроводу из аварийного предохранительного клапана не допускается.

Перед монтажом на месте установки во избежание прикипания и заедания деталей в работе со всех смежных трущихся деталей клапанов должна быть тщательно удалена консервирующая смазка и надежно проверена чистота всех внутренних каналов в буксе 16, тарелке 9, иглообразном клапане, импульсном клапане и пр.

Настройка предохранительного устройства осуществляется после монтажа под паром путем отрегулировки положения грузов на импульсных клапанах для обеспечения их открытия при заданном предельном давлении в трубопроводе производственного отбора. После установки груза следует застопорить винтами 31.

Для более плавного ввода аварийных предохранительных клапанов в работу, во избежание резких сотрясений паропроводов при их открытии или закрытии, импульсные клапаны открываются на последовательное открытие. Момент открытия первого импульсного клапана устанавливается при давлении, превышающем на 0,3—0,4 ат предельное давление, которое может иметь место в паропроводе производственного отбора с учетом неравномерности регулирования давления турбины, составляющей около 1,2 ат.

Таким образом, если регулятор давления турбины при максимальном отборе установлен на 13 ата, то импульсный клапан должен быть установлен на открытие при 14,5 ата. Второй импульсный клапан устанавливается на открытие при давлении, превышающем на 0,2—0,3 ат давление сработки первого клапана, т. е. в вышеприведенном примере на 14,7—14,8 ата. По расчетным данным посадка клапанов предохранительного устройства происходит при давлении, которое на 2,1—2,2 ат ниже давления сработки.

Предохранительное устройство отрегулировывается на суммарную пропускную способность обоих аварийных предохранительных клапанов, равную полному расходу пара на турбину. Регулировка производится при работающей турбине и включенном отборе в следующем порядке.

Иглу 12 иглообразного клапана А вращением против часовой стрелки выворачивают до отказа, а буксу 16 буферного устройства вращением по часовой стрелке выворачивают в крышку клапана до крайнего нижнего положения. Затем вручную поднимают рычаг 29 соответствующего импульсного клапана и, удерживая его в открытом положении, мед-

ленно начинают прикрывать иглообразный клапан, вращая иглу по часовой стрелке до того положения, при котором тарелка 9 аварийного клапана поднимется в верхнее положение, о чем укажет стрелка 1 на шкале 2 подъема клапана. После этого, опустив рычаг 29, закрывают импульсный клапан и удостоверятся в том, что аварийный клапан закрылся.

Повторным открытием и закрытием импульсного клапана вручную проверяют, что подъем тарелки 9 аварийного клапана происходит плавно без удара о крышку. Если аварийный клапан не открывается или открывается слишком медленно, следует поворотом иглы 12 по часовой стрелке немного прикрыть его. Если же открытие тарелки 9 происходит резко с ударом, то иглообразный клапан А следует немного приоткрыть вращением иглы против часовой стрелки.

Таблица 24

Пропускная способность одного аварийного предохранительного клапана типа КНР-250/400

Параметры		Тип турбоустановки			
		НТУ-25-1		АП-25-2	
Рабочие параметры отбираемого пара	$P, \text{ ата}$ $^{\circ}\text{C}$	8 —	13 276	8 —	13 312
Аварийные параметры в момент открытия предохранительного устройства	$P, \text{ ата}$ $v, \text{ м}^3/\text{кг}$	9,5 0,25	14,5 0,175	9,5 0,274	14,5 0,194
Давление закрытия предохранительного устройства	$P, \text{ ата}$	7,3	12,3	7,3	12,3
Расход пара на турбин	$G, \text{ т/час}$	220	220	280	280

Подъем тарелки клапана КНР-250/400, мм	Прокладное сечение, см ²	Расчетная пропускная способность одного клапана, т/час			
40	129	47	70	45,5	67
50	188	69	102	66	97
60	248	91	135	87	128
70	311	114	169	109	161
80	382	140	208	134	198
90	408	150	222	144	212

Регулировка пропускной способности каждого аварийного предохранительного клапана производится также во время работы турбины с отбором пара при удерживаемом вручную открытым импульсом клапане и открытым

аварийном предохранительном клапане. Регулировка заключается в установке буквы 16 путем ее вращения против часовой стрелки до положения, при котором стрелка указателя 1 подъема клапана займет нужное положение на шкале 2, установленное согласно данным табл. 24.

Во время регулировки тарелка будет перемещаться вместе с буксой. После окончательной настройки и проверки на квадратные головки буквы 16 и иглы 12 следует наложить шлюмбы.

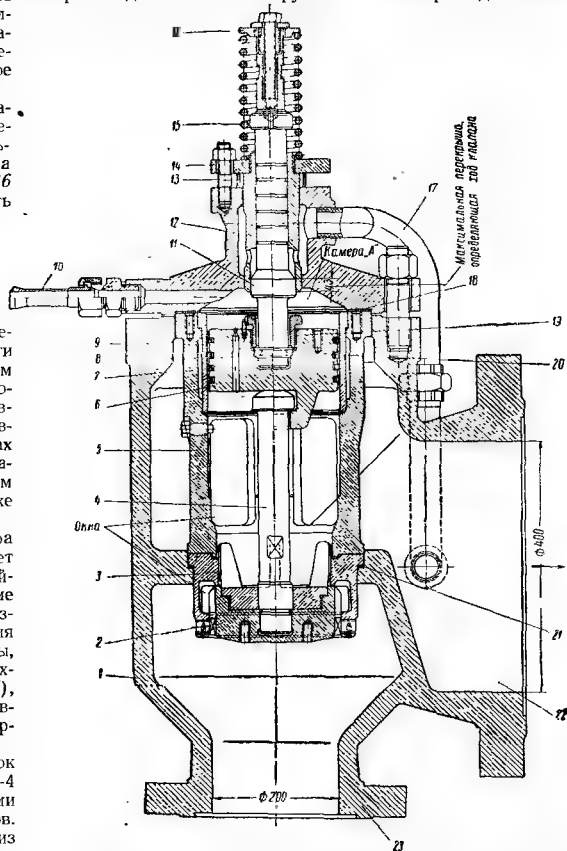
§ 100. Предохранительные клапаны турбоустановок с противодавлением

Конструкция. Для предохранения выхлопной части турбин с противодавлением и системы паропроводов, отводящих из турбины отработавший пар, от повышения давления пара в турбоустановках ЛМЗ применяются предохранительные клапаны с паровым сервомотором описанной ниже конструкции.

Повышение давления пара на выходе из турбины может произойти в результате какой-либо неисправности в системе регулирования турбины, резкого снижения потребления пара, выходящего из турбины, повреждения редукционно-охладительной установки (РОУ), питающей систему противодавления в случае останова турбины, и т. п.

Каждая из турбоустановок типов БР-25-31-3 и БР-25-18-4 снабжена двумя комплектами предохранительных клапанов. Каждый комплект состоит из одного основного предохранительного клапана $\varnothing 200/400$ с паровым сервомотором (фиг. 132) и относящегося к нему одного импульсного предохранительного грузового клапана $\varnothing 25$ (фиг. 133).

Предохранительный клапан $\varnothing 200/400$ показан на фиг. 132 в закрытом положении. Нижним патрубком клапан присоединяется к



Фиг. 132. Предохранительный клапан $\varnothing 200/400$ с паровым сервомотором
1 — корпус; 2 — тарелка клапана; 3 — седло; 4 — шток; 5 — стакан; 6 — поршни; 7 — чугунные поршневые кольца; 8 — дренажное отверстие; 9 — втулка; 10 — паропроводящая трубка от импульсного клапана (фиг. 133); 11 — золотниковый шпиндель; 12 — букса; 13 — полка; 14 — пружина; 15 — фланец; 16 — тарелка пружины; 17 — паростоящая трубка; 18 — паронитовая прокладка; 19 — втулка; 20 — два полукольца; 21 — паронитовая прокладка; 22 — выхлопной патрубок в атмосферу; 23 — паропроводящая трубка

Выход трубок 16 и 17 в крышку клапана условно совмещены с плоскостью чертежа

паропроводу системы противодействия турбины. Боковой патрубком служит для выпуска пара в атмосферу. Тарелка 2 клапана при его открытии опускается вниз и направляется перьями, заходящими в седло 3. В нижней части седла, охватывающей тарелку, по окружности расположены сквозные окна, через которые пар проникает за тарелку после от-

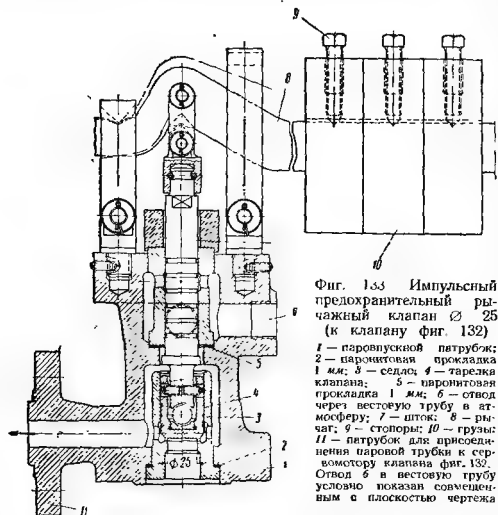
мается к седлу 3 давлением пара и натягом пружины 15. В камере А над поршнем в это время давление равно атмосферному. В случае повышения давления пара в системе противодействия сверх нормального в камеру А над поршнем через трубку 10 подводится пар того же повышенного давления от импульсного предохранительного клапана (фиг. 133).

Площадь поршня 6 сервомотора (фиг. 132) превышает настолько площадь тарелки 2 клапана, что направленная вниз перестановочная сила преодолевает усилие пружины 15, в результате чего клапан открывается.

Однако одновременно с поршнем и клапаном опускается золотниковый шпindel 11, причем между нижней кромкой бусы 12 и конической поверхностью золотника (на нижней части шпинделя) образуется кольцевая щель. Через эту щель происходит частичная утечка пара из камеры А над поршнем сервомотора по трубке 17 в атмосферу через выхлопной патрубок клапана. Утечка пара вызывает понижение давления пара в камере А и одновременное уменьшение перестановочной силы сервомотора. Перемещение поршня и дальнейшее открытие клапана приостановится тогда, когда пониженное давление пара на площадь поршня уравнивается с силой давления пара на тарелку с нижней стороны и с усилием пружины 15.

Величина открытия клапана (ход тарелки) может быть отрегулирована путем подбора высоты подкладки 13, фиксирующей осевое положение бусы 12 в крышке клапана. Чем меньше высота подкладки, тем больше должен открыться клапан, чтобы образовалась достаточная щель для протечки пара и уравновешивания сил, действующих на подвижную систему клапана. При большой же высоте подкладки 13 необходимая для уравновешивания сил щель в золотнике откроется при меньшем ходе золотника, т. е. открытие клапана будет небольшим.

После снижения давления пара в системе противодействия поступление пара в камеру А над поршнем по трубке 10 из импульсного клапана (фиг. 133) прекратится и давление пара в этой камере упадет до атмосферного



Фиг. 133 Импульсный предохранительный рычажный клапан $\varnothing$ 25 (к клапану фиг. 132)

1 — паровпускной патрубок; 2 — паровпускная прокладка 1 мм; 3 — седло; 4 — тарелка клапана; 5 — паровпускная прокладка 1 мм; 6 — отвод через вестовую трубу в атмосферу; 7 — шток; 8 — рычаг; 9 — стопор; 10 — грузы; 11 — патрубок для присоединения паровой трубки к сервомотору клапана фиг. 132; Отвод 6 в вестовую трубу условно показан совмещенным с плоскостью чертежа

крытия клапана. В тарелке закреплен шток 4, который сверху при помощи головки удерживается захватом поршня 6. Слабленный поршневый кольцами поршень может перемещаться во втулке 9 верхней части стакана 5 и образует вместе с ней паровой сервомотор, служащий для принудительного перемещения клапана. По окружности нижней части стакана имеются окна, через которые пар, проникший из-под тарелки в стакан, проходит в выхлопной патрубок. К поршню при помощи двух полуколец 20 и втулки 19 присоединен золотниковый шпindel 11 с тарелкой 16 на противоположном конце. Упругая нижняя часть золотникового шпинделя образует паровой золотник, сидящий в расточке бусы 12.

При нормальном давлении пара в системе противодействия тарелка 2 клапана прижи-

благодаря протечкам. Клапан же при этом закрывается от давления пара на нижнюю сторону тарелки 2 и от усилия пружины 15. Посадка тарелки происходит плавно без удара при постепенной утечке пара из камеры А через зазоры и дренажное отверстие в поршне сервомотора.

Управление подачей пара в камеру А парового сервомотора осуществляется при помощи импульсного рычажного предохранительного клапана Ø 25, изображенного на фиг. 133 в закрытом положении. При повышении давления пара в системе противодействия выше нормального паровое усилие, действующее снизу на тарелку 4 клапана, преодолевает нагрузку от рычага 8 и грузов 10, в результате чего клапан открывается. Диаметр шпинделя 7 клапана немного больше внутреннего диаметра уплотняющего пояска тарелки 4, благодаря чему после открытия клапана и повышения давления в камере над тарелкой создается дополнительное подъемное усилие, обеспечивающее полный и устойчивый подъем тарелки клапана. После открытия клапана пар через патрубок 11 и трубопровод 10 (фиг. 132) подается в камеру А парового сервомотора предохранительного клапана Ø 200/400. Просачивающийся в это время через кольцевой зазор вдоль шпинделя пар отводится из полости в верхней части корпуса через отвод 6 (фиг. 133) и вестовую трубу в машинный зал.

После снижения давления пара в системе противодействия до нормального значения импульсный клапан закрывается и прекращает подачу пара в паровой сервомотор клапана Ø 200/400.

Установка и отладка. Для предотвращения заедания подвижных частей клапанов необходимо при монтаже проследить за тем, чтобы оси клапанов были расположены строго по вертикали. Импульсный предохранительный клапан Ø 25 должен быть расположен выше клапана Ø 200/400 таким образом, чтобы обеспечить свободный слив дренажа в паровой сервомотор. Окончательная установка давления срабатывания импульсного предохранительного клапана Ø 25 производится на месте установки в рабочих условиях путем пере-

становки грузов на рычаге клапана с последующим их закреплением стопорами 9 (фиг. 133). При наличии нескольких клапанов установка грузов выполняется таким образом, чтобы каждый последующий клапан открывался при давлении, превышающем на 0,2—0,3 ат давление срабатывания предыдущего клапана.

Отрегулировка величины открытия предохранительных клапанов Ø 200/400 также производится при их опробовании на месте установки путем подгонки толщины (высоты) подкладки 13 (фиг. 132) в зависимости от необходимой пропускной способности каждого клапана. С завода предохранительные клапаны Ø 200/400 выпускаются отрегулированными, на максимальный ход тарелки 43 мм.

Основные технические данные. Комплекты предохранительных клапанов Ø 200/400 и импульсных клапанов Ø 25 выпускаются заводом в двух модификациях, отличающихся маркой стали, из которой изготовлены корпуса клапанов.

1. Клапаны с корпусами из углеродистой стали применяются для температур пара до 400°С и условного давления $P_u = 64 \text{ кг/см}^2$; рабочее давление при предельной температуре равно $P_p = 41 \text{ кг/см}^2$. Клапаны ставятся в турбоустановках ВР-25-31 и ВР-25-18.

2. Клапаны с корпусам из хромомолибденовой стали применяются для температур пара до 530°С и условного давления $P_u = 64 \text{ кг/см}^2$. Соответствующее рабочее давление равно $P_p = 23 \text{ кг/см}^2$ при 530°С и $P_p = 35 \text{ кг/см}^2$ при 500°С. Пробное гидравлическое давление на плотность равно:

$$P_{пл} = 45 \text{ кг/см}^2;$$

пробное гидравлическое давление на прочность

$$P_{пр} = 96 \text{ кг/см}^2.$$

Максимальный ход тарелки равен 43 мм; проходное сечение при ходе 43 мм равно 188,8 см²; расчетный расход пара через клапан в атмосферу при разных параметрах пара и разных ходах тарелки клапана в г/час приведен ниже:

Ход тарелки, мм	5	10	15	20	25	30	35	40	43
25 ата 350°С	21,2	42	63	84	103	116	147	168	169
35 ° 350°С	25,4	50,8	76,2	101,5	127	152	178	204	205
35 ° 350°С	29,5	58,9	88,2	117,5	147	176	205	236	236
35 ° 500°С	24,6	49	74	98	123	147	172	196	197
37 ° 375°С	30,4	60,5	91	121	152	182	212	243	244

§ 101. Обратные клапаны типа КОС (клапаны обратные соленоидные)

Обратные клапаны, устанавливаемые на паропроводах отбора из турбины, имеют весьма важное значение, так как предназначены для защиты турбины от разгона обратным потоком пара при сбросах нагрузки с турбины и от бросков воды из аппаратов теплообмена и паропроводов. Опасность разгона усугубляется при теплофикационных системах в случае одновременного питания бойлерной установки от РОУ или от другой турбины, в связи с чем параллельная работа РОУ и отбора из турбины заводом разрешается лишь при обязательном соблюдении условий, оговоренных в § 159, п. 1 б.

Для обеспечения надежной посадки тарелок обратных клапанов при сбросах нагрузки с турбины, повышения плотности прилегания их к седлам и предотвращения обратного потока пара в турбину все нижеописанные конструкции обратных клапанов типа КОС снабжены запирающим устройством с пружиной и приводным механизмом с электромагнитным включением.

В нормальных условиях работы клапана запирающая пружина находится в сжатом состоянии при взведенном механизме, причем клапанная тарелка освобождена от запирающего усилия пружины и может свободно открываться прямым потоком пара. При сбросе нагрузки с турбины механизм клапана авто-

матически расцепляется электромагнитом, в результате чего пружина прижимает тарелку к седлу в дополнение к паровому усилию, обусловленному перепадом между оставшимся давлением пара в паропроводе отбора и давлением в камере отбора турбины.

Для дистанционного и автоматического включения механизма для всех клапанов, описанных ниже, применен однопольный электромагнит постоянного тока (тип КМП-2, 25%, ПВ 220 в, 200 вт, с ходом якоря 40 мм и усилием 11 кг, включая вес якоря). Для уменьшения времени срабатывания электромагнит устанавливается без демпфирующего винта, который следует удалить из-под сферической крышки магнита.

При посадке обратного клапана электромагнит обесточивается при помощи специального переключателя. При зарядке же механизма обратного клапана переключатель автоматически вновь переводится в нерабочее положение. В качестве переключателя в настоящее время применяется конечный выключатель типа ВК-211 производства завода «Электростанко», который несколько отличается от применявшегося ранее типа, изображенного на разрезах обратных клапанов (устанавливается без рычажка 17 фиг. 134).

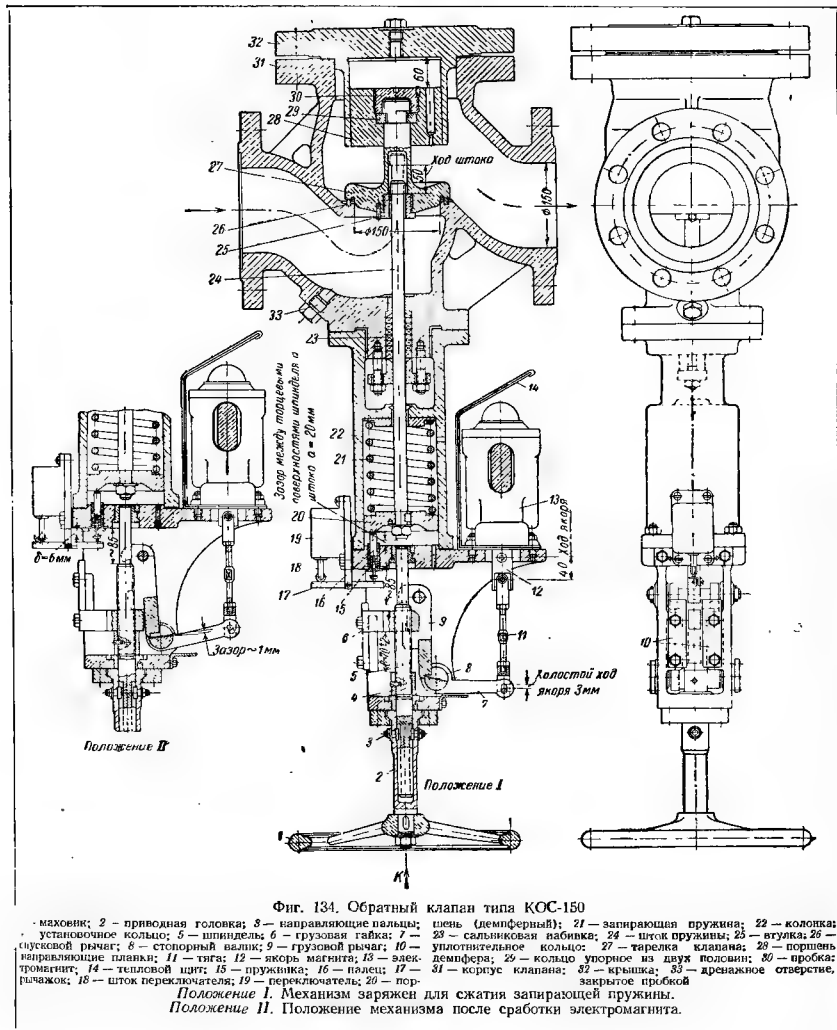
Электрическая схема автоматки обратных клапанов турбоустановок описана в главе 22, § 83.

Технические данные обратных клапанов типа КОС приведены в табл. 25.

Таблица 25

Технические данные обратных клапанов

Технические данные	Типы клапанов				
	КОС-150	КОС-200	КОС-300	КОС-400	КОС 1000
Условный проходной диаметр, мм	150	200	300	400	1000
Условное давление, атм	64	25	16	16	2,5
Пробные гидравлические давления:					
а) при испытании клапана на прочность, атм	96	40	25	25	5,0
б) при испытании плотности тарелки, атм	64	25	16	16	2,0
Усилие, прижимающее тарелку к седлу, кг	225—367	185—259	214—299	140	430
Перепад давления в клапане, атм	2,0—3,1	0,83—1,65	0,52—0,90	0,11—0,24	0,06
Материалы уплотнительных колец		Сталь марки 3Х13			Латунь
Контрольные размеры сборки (см. фиг. 100—111):					
а, мм	20	15	10	15	28
в »	70 ± 2	70 ± 2	80 ± 2	141 ± 2	45
б »	6	6	6	6	—
с »	—	—	—	—	12—15
Ход якоря	40	40	40	40	40



Обратные клапаны типов КОС-150, КОС-200 и КОС-300. Обратные клапаны указанных типов могут устанавливаться только на горизонтальных участках паропроводов. По конструкции клапаны однотипны, имеют механизм запирающего устройства и отличаются размерами и параметрами пара, на которые они рассчитаны.

Разрез клапана типа КОС-150 представлен на фиг. 134. Клапан отличается от обратного клапана обычной конструкции наличием механизма с запирающей пружиной. Пружина не нарушает свободного вертикального перемещения тарелки в нормальных условиях, однако после сработки спускного механизма пружина нагружает тарелку дополнительным усилием в сторону закрытия клапана, предотвращая возникновение обратного потока пара в трубопроводе.

Во избежание резких ударов тарелки о седло тарелка закреплена в поршне 28 парового демпфера, причем цилиндр демпфера в крышке 32 служит направлением для тарелки при ее перемещении. Уплотняющая поверхность тарелки для твердости нитрирована. Запрессованное в седло уплотнительное кольцо 26 изготовлено из нержавеющей стали марки ЖЗ.

Передача запирающего усилия пружины 21 на тарелку осуществлена при помощи штока 24, верхняя головка которого заведена в продольную полость тарелки и заперта втулкой 25. На нижний конец штока насажен поршень 20, воспринимающий усилие запирающей пружины и передающий его через шток на тарелку клапана. Механизм колонки при помощи шпинделя 5 сжимает пружину 21, перемещая поршень 20 и шток вверх. При этом шток поднимается во внутренней полости тарелки и, освободив ее от усилия пружины 21, обеспечивает свободу вертикального перемещения тарелки под действием потока пара в пределах хода клапана.

Зарядка механизма колонки производится вращением маховика 1 против часовой стрелки (если смотреть снизу по стрелке К). Одновременно с маховиком будет вращаться приводная головка 2 и шпиндель 5, в продольные шпоночные канавки которого заходят закрепленные в головке пальцы 3. При этом грузовая гайка 6, направляемая планками 10, поднимается по резьбе шпинделя и сцепит грузовой рычаг 9 со спусковым рычагом 7, заведя конец рычага 9 за кромку стопорного валика 8.

После этого следует вращать маховик по часовой стрелке. Приблизительно через два полных оборота грузовая гайка 6 сядет на вы-

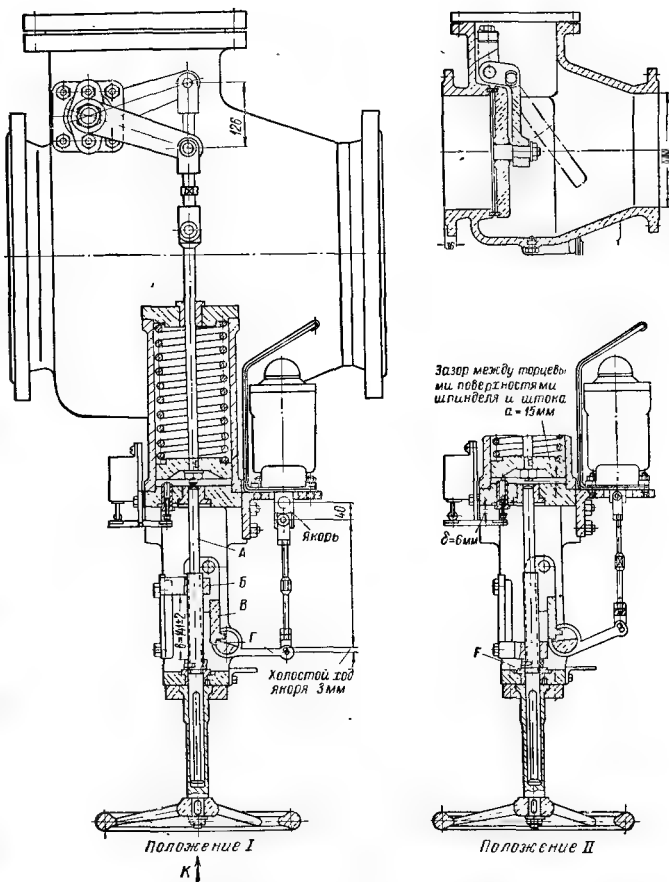
ступы грузового рычага 9. При дальнейшем вращении маховика по часовой стрелке шпиндель будет вворачиваться в резьбу грузовой гайки и подниматься вверх. Шпиндель сперва выберет холостой ход ($a \approx 20$ мм, что соответствует приблизительно четырем оборотам маховика), а затем начнет сжимать пружину 21 и поднимать шток 24 пружины, что характеризуется заметным возрастанием усилия, прикладываемого на окружности маховика.

Подъем штока 24 равен около 50 мм и ограничен упором установочного кольца 4 в грузовую гайку 6 при подъеме шпинделя 5. Когда шток 24 будет полностью поднят, тарелка клапана окажется освобожденной от усилия пружины и сможет свободно перемещаться, а пружина 21 будет сжата, причем ее усилие через шток 24, шпиндель 5 и грузовую гайку будут передаваться на опорные выступы грузового рычага 9.

Выключение механизма клапана происходит при включении тока на электромагнит, в результате чего якорь его вытягивается, поворачивает спусковой рычаг 7 и расцепляет грузовой рычаг 9 со стопорным валиком 8. Грузовой рычаг 9, эксцентрично нагруженный гайкой, также поворачивается и лишает грузовую гайку опоры. Тогда грузовая гайка 6, нагруженная пружиной, вместе со всей подвижной системой соскальзывает вниз, причем опускание шпинделя ограничивается упором торца установочного кольца 4 в корпус механизма (см. положение II). Поршень запирающей пружины образует в колонке воздушный демпфер, благодаря чему смягчается удар пружины при сработке механизма. Полости под поршнем и над ним соединены сверлениями с атмосферой.

Во время посадки поршень 20 смещается вниз палец 16 и, поворачивая рычажок 17, смещает вверх шток 18 переключателя 19, в результате чего электромагнит обесточивается. Палец 16 отжимается вверх пружиной 15. Поэтому после устранения причины, вызвавшей закрытие клапана при повторной зарядке механизма и подъеме поршня для сжатия пружины, палец 16 также смещается вверх. При этом шток переключателя под усилием внутренней своей пружины вновь отходит вниз и восстанавливает замыкание нижних контактов переключателя, в результате чего электромагнит оказывается подготовленным к работе.

Механизм закрытого клапана изображен на фиг. 134 в положении I, непосредственно предшествующем сжатию пружины: рычаги 7 и 9



Фиг. 135. Обратный клапан-захлопка типа КОС-400
 Положение I. Клапан подготовлен для сжатия запирающей пружины.
 Положение II. Механизм клапана после сработки электромагнита.

сцеплены, грузовая гайка опирается на выступы грузового рычага, между штоком пружины и шпинделем механизма имеется зазор холостого хода. В этом положении должны быть выдержаны указанные на фиг. 134 и в табл. 25 контрольные размеры, величины которых проверяются при переборках клапана во время ревизий.

Обратный клапан-захлопка типа КОС-400. Обратный клапан этого типа (фиг. 135) также устанавливается на горизонтальных участках паропроводов отбора. Клапан оборудован приводным запирающим механизмом, аналогичным по конструкции с механизмом клапана типа КОС-150. Однако передача запирающего усилия пружины на тарелку выполнена иным образом. Тарелка клапана КОС-400 свободно подвешена на шарнире к валу, пропущенному наружу через сальник в боковой стенке корпуса. На этом валу внутри корпуса жестко закреплены два рычага, которые при повороте вала в соответствующем направлении нажимают на тарелку в сторону ее закрытия. Поворот вала осуществляется наружным рычагом, который шарнирно связан со штоком запирающей пружины приводного механизма.

При сжатии пружины упомянутые внутренние рычаги освобождают тарелку, предоставляя ей возможность в зависимости от расхода пара поворачиваться в пределах до 35°, считая от вертикального закрытого положения тарелки. При сработке механизма, в результате включения электромагнита, пружина оттягивает шток вниз и запирает тарелку, как указано выше.

Технические данные клапана и контрольные размеры сборки приведены в табл. 25. Клапан выполняется с «правым» и «левым» расположением механизма.

Обратный клапан-захлопка типа КОС-1000 (фиг. 136). Клапан применяется для установок на паропроводах теплофикационного отбора 1,2—2,5 ата к основным бойлерам.

Клапан состоит из расположенной в сварном корпусе тарелки, укрепленной шарнирно на двух рычагах, подвешенных к горизонтальной оси. Уплотнительные кольца, зачеканенные в тарелку, и седло изготовлены из латуни марки ЛМЦ-50-3-1.

В данном случае запирающее устройство тарелки расположено в колонке над корпусом клапана. Запирающая пружина 17 передает свое усилие через шток 18 и шток 21 клапана на рычаги тарелки, через перекладину, с кото-

рой шток связан серьями. Для приведения клапана в состояние, соответствующее нормальной работе, при которой тарелка освобождена от усилия пружины, надлежит зарядить его механизм.

Для зарядки запирающего устройства следует вращать приводную головку 1 против часовой стрелки (если смотреть сверху по стрелке М) до упора. При этом грузовая втулка 4 поднимется вверх по шпинделю 6 и нажмет на конец перестановочного рычага 3. Рычаг 3 в свою очередь повернет по часовой стрелке грузовой рычаг 5 и сдвинет его конец с уступом спускового рычага 15.

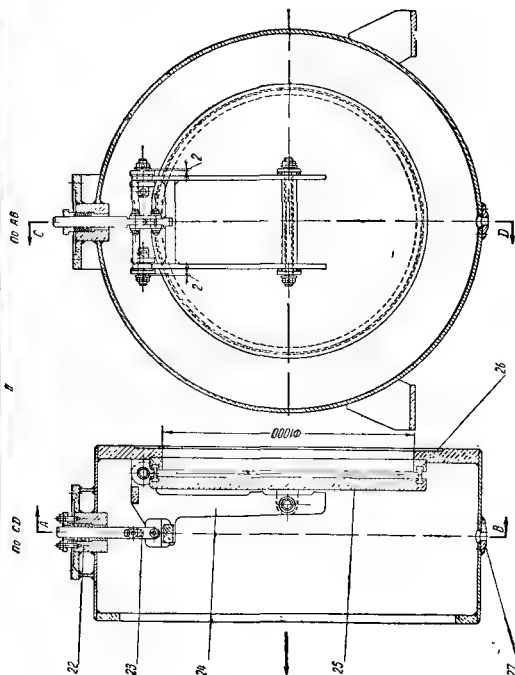
После этого надлежит вращать приводную головку по часовой стрелке, чтобы посадить грузовую втулку 4 на плечо грузового рычага 5. Дальнейшим вращением приводной головки по часовой стрелке до упора произойдет затягивание пружины 17, в результате чего тарелка клапана освобождается от запирающего усилия пружины и имеет возможность свободно открываться при прямом потоке пара через клапан.

Для обеспечения плавной посадки тарелки на седло предусмотрен воздушный демпфер, состоящий из поршня 20, штока 21 которого соединен с рычагами тарелки клапана. Пространство под поршнем соединено сверлением в колонке с атмосферой.

При включении электромагнита сердечник его втягивается и поворачивает спусковой рычаг 13, вследствие чего грузовой рычаг 5, эксцентрично нагруженный грузовой втулкой 4, расцепляется со спусковым рычагом и поворачивается против часовой стрелки. При этом грузовая втулка 4 терпит свой упор в плечо грузового рычага. В результате вся подвижная система со шпинделем 6 под усилением сжатой пружины и собственного веса соскальзывает вниз, причем шток пружины нажимает на шток 21 клапана, содействуя закрытию тарелки. Для предотвращения резкого удара штока 18 пружины в шток 21 клапана тарелка пружины выполнена в виде поршня 19, образующего демпфер. Полости над и под поршнем соединены между собой сверлением в поршне.

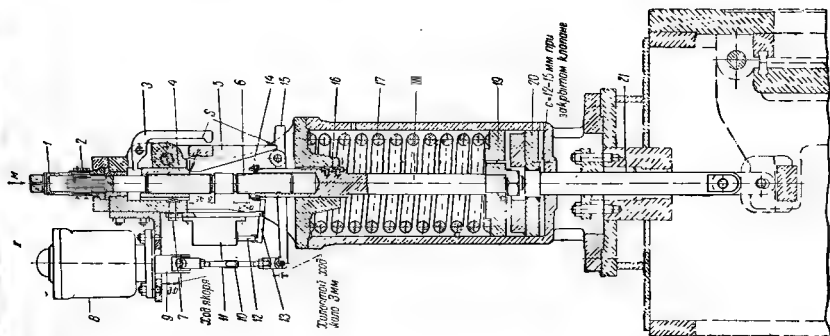
При опускании штока упорное кольцо 14, закрепленное на верхнем конце штока 18 пружины, поворачивает рычажок 13, который сдвигает вверх шток 12 конечного переключателя 11 и тем самым обесточивает электромагнит, размыкая его цепь.

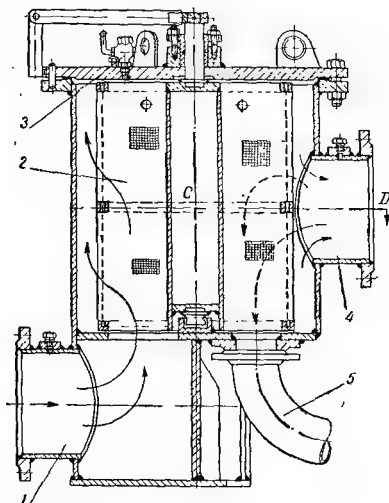
Спусковой механизм закрытого клапана изображен на фиг. 136 в положении, непосред-



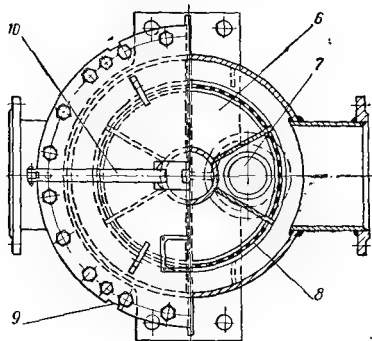
Фиг. 136. Обратный клапан-захлопка типа КОС-1000

1 — присоединяющая колонна; 2 — шпонка; 3 — перегибающийся рычаг; 4 — грузовой рычаг; 5 — грузовой рычаг; 6 — шпилька; 7 — на-
правляющий палец; 8 — грузовой рычаг; 9 — шпилька; 10 — тяга;
11 — концевой переключатель; 12 — шток с роликом переключе-
теля; 13 — рычажок выключателя; 14 — шток с упорным кольцом; 15 —
пружина; 16 — шпонка; 17 — поршень штока; 18 — шток; 19 —
пружина; 20 — поршень демфера; 21 — тарелка; 22 — тарелка;
23 — тарелка; 24 — тарелка; 25 — тарелка; 26 — тарелка; 27 — тарелка





Вид сверху и по С.Д



Фиг. 137. Водяной фильтр типа ФС-250-1

1 — входной патрубок; 2 — поворотный фильтрующий барабан; 3 — воздушный кран; 4 — выходной патрубок; 5 — сливной трубопровод промывочной воды; 6 — отсек; 7 — сливное отверстие; 8 — дырчатые листы; 9 — вырезы для фиксации положения барабана при промывке; 10 — рычаг для поворота барабана. Сплошные стрелки показывают нормальное направление потока воды, пунктирные стрелки — направление потока при промывке

ственно предшествующем затягиванию пружины: рычаги 5 и 15 сцеплены, грузовая гайка опирается на плечо грузового рычага, шток 18 пружины сидит на штоке клапана. В этом положении должны быть выдержаны размеры контрольных величин a , b и c , обеспечивающих исправную работу механизма.

Эксплуатационные замечания. Усилие пружины, запирающей тарелку, недостаточно для принудительного закрытия клапанов при наличии в них нормально направленного парового потока. Поэтому несвоевременная сработка механизма приведет лишь к возрастанию перепада давления в клапане вследствие увеличенной нагрузки на тарелку. Во избежание поломки деталей механизма не следует допускать длительной работы клапанов при нормальном направлении потока пара в них и при воздействии на тарелку запирающей пружины.

Зарядку механизма клапанов и сжатие пружины следует производить перед пуском турбины.

Включение электромагнита происходит автоматически при сбросе нагрузки с турбины. Все обратные клапаны имеют дренажные отверстия в нижней части корпуса со стороны выпуска пара (на стороне турбины), к которым присоединяются сливные линии с вентильками в конденсатор. Эти дренажи предотвращают скопление конденсата и водяные удары в паропроводах при выпуске пара в паропровод.

§ 102. Водяные фильтры

Водяные фильтры предназначаются для дополнительной очистки циркуляционной охлаждающей воды, подаваемой в маслоохладители, газоохладители и воздухоохладители турбоагрегата.

Фильтр (фиг. 137) состоит из сварного цилиндрического корпуса, в нижнее торцевое отверстие которого через патрубок поступает вода. Внутри корпуса на валу закреплена поворотная фильтрующая секция, состоящая из пустотелого барабана, разделенного на шесть вертикальных отсеков. Барабан с торцевых сторон открыт, а с боковой поверхности покрыт дырчатыми листами, образующими фильтр. Листы допускают выемку при замене их в случае ремонта новыми. Очищенная вода отводится через боковой патрубок, после прохода через дырчатые листы.

1 Фильтр типа ФС-400-1 имеет восемь отсеков.

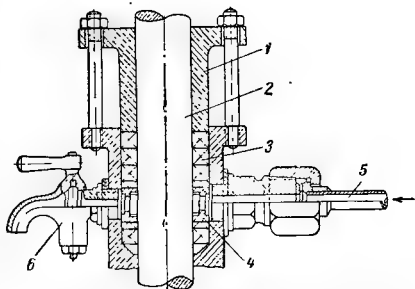
Фильтр позволяет на ходу производить очередную промывку отсеков чистой водой, пропускаемой через дырчатые листы в направлении, противоположном нормальному. Для этой цели каждый отсек поочередно устанавливается над сливным отверстием в днище корпуса, после чего открывается задвижка на сливном трубопроводе и отсек промывается чистой водой. Поворот фильтрующей секции производится наружным рычагом с ручкой, насаженным на проходящий через крышку вал внутреннего барабана. Штырь ручки заводится поочередно в специальные вырезы на периферии крышки фильтра, чем и достигается установка отдельных отсеков фильтрующей секции над сливным отверстием.

Для выпуска воздуха из фильтра при его заполнении водой на крышке имеется краник.

§ 103. Водяное уплотнение вакуумной арматуры

Все задвижки и клапаны, работающие под вакуумом, должны быть снабжены гидравлическим уплотнением.

Конструкция сальника с водяным уплотне-



Фиг. 138. Водяное уплотнение вакуумной арматуры

1 — корпус; 2 — шпindel клапана или задвижки; 3 — сальниковая набивка; 4 — фонарь; 5 — подвод конденсата для уплотнения; 6 — контрольный краник

нием показана на фиг. 138. Краник 6 позволяет контролировать наличие напора в подводящей напорной линии конденсата. Для уплотнения следует применять конденсат под небольшим избыточным давлением.

ЧАСТЬ ЧЕТВЕРТАЯ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВОК

Глава двадцать седьмая

ПРИНЦИПИАЛЬНЫЕ СХЕМЫ ТУРБОУСТАНОВОК

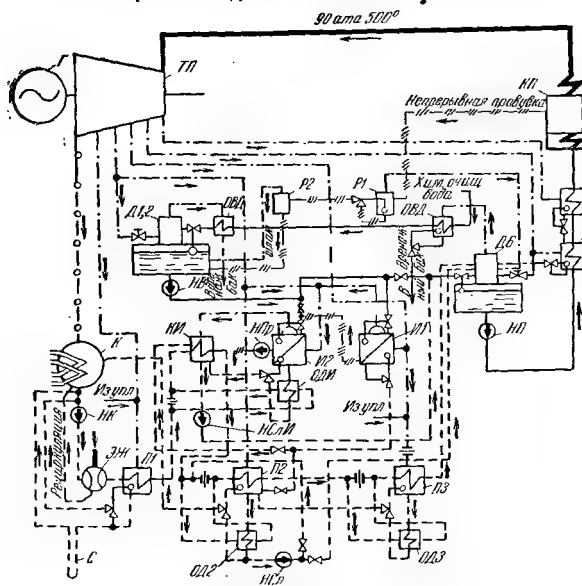
§ 104. Описание принципиальных схем типовых турбоустановок ВК-50-1, ВК-100-2 и ВК-25-1

В виде примера схемы конденсационной турбоустановки ниже рассмотрена принципиальная схема типовой турбоустановки ВК-50-1 с испарителями (фиг. 139).

В целях упрощения по сравнению с реальной схемой в принципиальной схеме не показана арматура, вспомогательные трубопроводы и установки собственных нужд станции (как, например, местная бойлерная, РОУ, установка для химической очистки добавочной воды, а также сокращено количество насосов и т. д.).

Пар из котла КП поступает в турбину ТП. Основная часть пара, пройдя через все ступени турбины, поступает в конденсатор, где конденсируется. Остальная часть пара отбирается из турбины в пяти точках и используется для подогрева и подготовки питательной воды, идущей на питание парового котла. Питательная вода образуется из основного конденсата, полученного в конденсаторе, конденсата пара отборов и химически очищенной воды, или дистиллата.

Для восполнения потерь воды из системы, происходящих при продувках парового котла, в результате неплотности оборудования, потерь с выпаром из деаэратора, эжектора, лабиринтовых уплотнений и т. п., в систему вводится добавочное количество воды. В зависимости от свойств сырая вода подвергается предварительной химической очи-



Фиг. 139. Принципиальная схема турбоустановки ВК-50-1 с испарителями. Обозначения см. фиг. 149

ске и дегазации, а в данной схеме еще, кроме того, направляется в испарители и в виде чистого дистиллата вводится в систему.

Основной конденсат турбины засасывается из конденсатора *К* конденсатным насосом *НК* и последовательно протекает через охладитель основного эжектора *ЭЖ* и подогреватель № 1 низкого давления (*П1*).

Затем конденсат прокачивается в качестве охлаждающей жидкости через охладитель *КИ* пара второй ступени испарителя *И2*, причем по пути часть этого потока при помощи диафрагмы, создающей подпор, возвращается в выносной охладитель *ОДН* дренажа первичного пара второй ступени испарителя.

После этого конденсат направляется последовательно в подогреватели низкого давления № 2 (*П2*) и № 3 (*П3*), причем перед каждым из них часть основного конденсата предварительно подогревается в выносных охладителях дренажа *ОД2* и *ОД3* соответствующих подогревателей. Частичный отвод конденсата турбины в охладители обеспечивается подпором, создаваемым специальными диафрагмами на линии основного конденсата перед подогревателями. Затем основной конденсат вводится в коленку деаэратора 6 *ата* (*Д6*) и после дегазации сливается в расположенный под колонкой аккумуляторный бак.

Из бака питательная вода забирается питательным насосом *НП* и последовательно через подогреватели высокого давления № 4 (*П4*) и № 5 (*П5*) нагнетается в паровой котел *КП*.

К каждому подогревателю подведен греющий пар из соответствующего отбора.

Особенностью схемы турбоустановки ВК-50-1 является наличие дроссельной диафрагмы в паропроводе отбора из турбины перед подогревателем низкого давления № 3. Дроссельная диафрагма применена в данном частном случае для снижения при больших нагрузках турбины давления пара в подогревателе, когда давление в камере 3-го отбора турбины превышает постоянное давление в колонке шестиятмосферного деаэратора. При этом снижается конечная температура подогрева основного конденсата турбины на выходе из этого подогревателя и осуществляется подогрев конденсата в деаэраторе, необходимый для обеспечения процесса дегазации конденсата.

Конденсат греющего пара из подогревателя высокого давления № 5 (*П5*) сливается через конденсатоотводчик в подогреватель высокого

давления № 4, а из последнего также через конденсатоотводчик в деаэратор *Д6*. Подогреватели высокого давления в применявшихся ранее схемах с основным деаэратором низкого давления (1,2 *ата*) имели встроенные внутренние охладители дренажа. В турбоустановках с деаэраторами 6 *ата* подогреватели высокого давления ставятся без охладителей дренажа. Применение охладителя дренажа в подогревателе высокого давления № 4 в данном случае нецелесообразно потому, что этот подогреватель (*П4*) и деаэратор *Д6* питаются паром из общей точки отбора № 2 турбины.

Конденсат греющего пара каскадно сливается из подогревателя низкого давления № 3 (*П3*) в подогреватель низкого давления № 2 (*П2*), а из последнего подается сливным насосом в трубопровод основного конденсата турбины (до подогревателя низкого давления № 2). На схеме показан условно только один сливной насос, тогда как в действительности имеется второй резервный насос для обеспечения бесперебойной откачки конденсата этих подогревателей. Кроме того, предусмотрен резервный трубопровод для отвода этого дренажа непосредственно в деаэратор 6 *ата*, а при неисправности насосов слив в конденсатор.

Конденсат греющего пара подогревателя низкого давления № 1 сливается в конденсатор через сифон *С*, причем на случай аварийного переполнения подогревателя предусмотрен второй отвод в конденсатор через конденсатоотводчик с сигнализацией.

В схеме установки предусмотрено два деаэратора:

1) деаэратор *Д1,2* низкого давления (1,2 *ата*), служащий для дегазации воды, идущей на питание испарителей;

2) деаэратор *Д6* (6 *ата*), служащий для дегазации основного конденсата турбины, конденсата греющего пара подогревателей и конденсата первичного и вторичного пара испарителей.

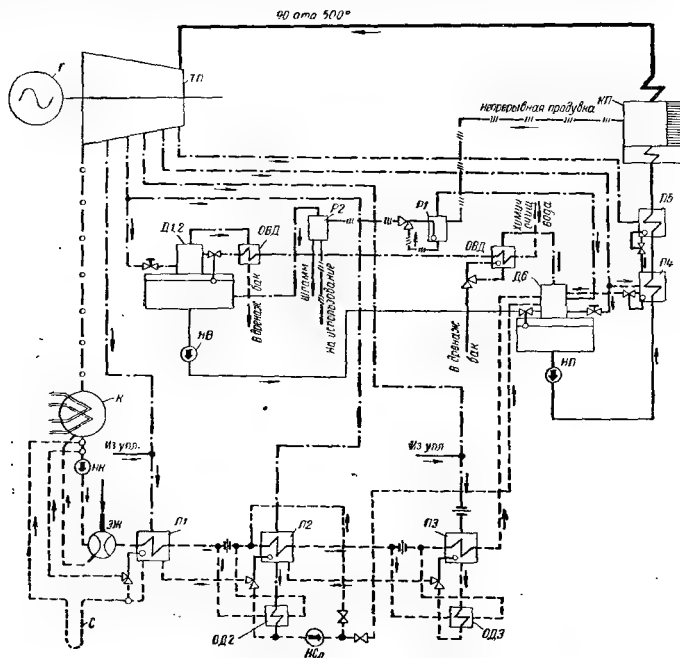
Деаэратор низкого давления *Д1,2* обслуживает одновременно несколько турбоустановок и обычно является общестанционным. Деаэратор повышенного давления *Д6* устанавливается в отдельности на каждую турбоустановку.

Питательная вода для испарителей заготавливается в деаэраторе низкого давления из химически очищенной воды и из воды непрерывной продувки парового котла и собирается в аккумуляторном баке под колонкой деаэратора. Подвод химически очищенной воды в деаэратор управляется поплавковым регулято-

ром, поддерживающим постоянный уровень воды в баке.

Продувочная вода поступает в деаэратор после расширения в двух последовательно

В нижней части расширительного бака P2 имеется шламоотстойный конус, из которого шлам непрерывно спускается через гидравлический затвор в канализацию.



Фиг. 140. Принципиальная схема турбоустановки ВК-50-1 без испарителей. Обозначения см. фиг. 149

включенных расширительных баках P1 и P2, которые также являются общестанционными. В первом расширительном баке P1 поддерживается давление около 9 атм. Пар, выделяющийся в баке при редуцировании давления воды, используется для подогрева воды в аккумуляторном баке деаэратора Д6. Вода из бака P1 через конденсатоотводчик сливается во второй расширительный бак P2, из которого пар и вода поступают в аккумуляторный бак деаэратора Д1,2, причем пар используется для барботажки воды.

Для осуществления процесса дегазации в колонку деаэратора Д1,2 подводится пар из четвертого отбора турбины, а в колонку деаэратора Д6 из второго отбора, причем подвод пара к каждому деаэратору управляется отдельным регулятором давления.

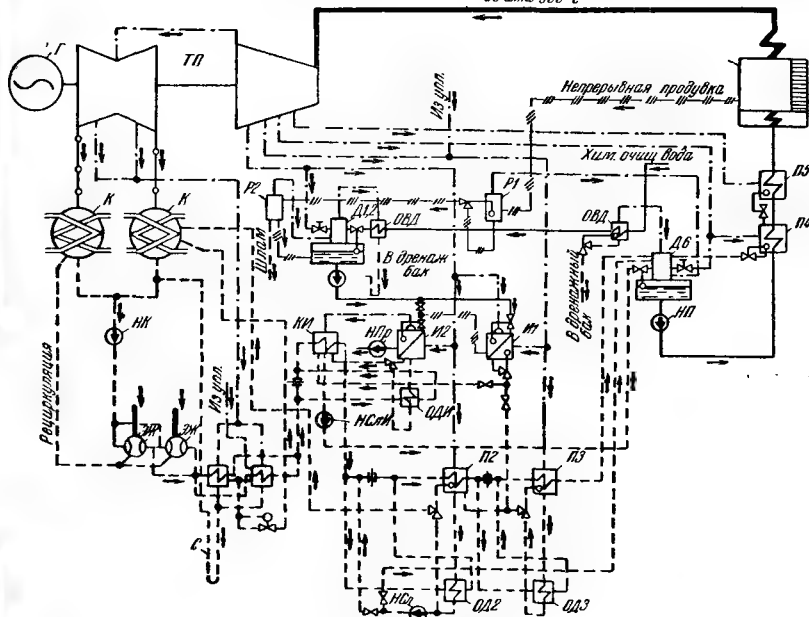
Оба деаэратора снабжены охладителями выпара ОВД, в которых охлаждающей средой служит химически очищенная вода, подаваемая через последовательно включенные трубчатые системы охладителей в колонку деаэратора Д1,2.

Обычно деаэратор 1,2 ата и расширительные баки *P1* и *P2* являются общестанционными при наличии на станции нескольких турбоагрегатов.

второй ступени, для которого первичным паром служит пар из четвертого отбора турбины.

Вторичный пар испарителя конденсируется в поверхностном охладителе *КИ*, причем ох-

90 ата 500°С



Фиг. 141. Принципиальная схема турбоустановки БК-100-2 с испарителями. Обозначения см. фиг. 149

Емкость аккумуляторного бака деаэратора низкого давления *Д1,2* определяется из местных условий.

Аккумуляторный бак под колонкой деаэратора *Д6* служит для выравнивания несоответствия между расходом питательной воды, потребляемой питательными насосами для подачи в паровые котлы, и подачи воды конденсатным насосом из конденсатора. Емкость аккумуляторного бака обычно рассчитывается на двадцатиминутный запас при максимальном расходе питательной воды.

Испарительная установка состоит из двух ступеней. Нормально работает испаритель *И2*

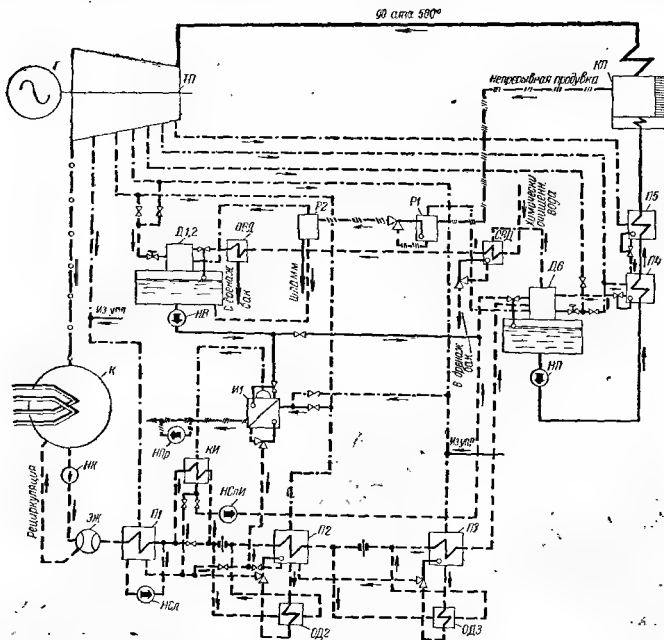
лажающей средой служит основной конденсат турбины. Конденсат первичного пара охлаждается в выносном охладителе *ОД1* и через конденсатоотводчик сливается в охладитель *КИ* вторичного пара. Питательная вода из деаэратора *Д1,2* низкого давления подается в испаритель вспомогательным насосом *НВ* через регулятор питания.

Конденсат вторичного пара испарителя подается сливным насосом *НСЛ* в деаэратор *Д6* через регулятор питания. Производительность испарителя регулируется затоплением охлаждающей трубчатой системы охладителя *КИ* вторичного пара, причем степень затопле-

ния устанавливается автоматически величиной открытия регулятора питания деаэратора Д6.

На случай неисправности сливного насоса НСЛ1 предусмотрен второй резервный сливной насос (не показанный на схеме).

включаются по схеме ступенчатого испарения. При этом первая ступень питается водой из деаэратора Д1,2, а вторая ступень — продувочной водой из первой ступени. Продувка второй ступени производится при помощи проду-



Фиг. 142. Принципиальная схема турбоустановки ВК-25-1 с испарителем. Обозначения см. фиг. 149

В том случае, когда потери конденсата в системе установки возрастают, дополнительно включают первую ступень И1 испарителя, обогреваемую первичным паром из третьего отбора. Вторичный пар отводится в паропровод четвертого отбора из турбины. Конденсат первичного пара первой ступени испарителя через конденсатоотводчик сливается в поверхностный охладитель КИ или в подогреватель низкого давления № 2.

При одновременной работе обеих ступеней испарительной установки корпуса испарителей

вочного насоса НПр в канализацию или используется на подпитку теплофикационной сети установки. На случай неисправности испарительной установки предусмотрена возможность непосредственной подачи насосом НВ добавочной воды из деаэратора Д1,2 в деаэратор Д6.

Схема турбоустановки ВК-50-1 без испарителей (фиг. 140) по сравнению с описанной выше имеет следующие отличия:

1) продувочная котловая вода из второго расширительного бака Р2 не может быть использована для цикла установки и сливается

в канализацию. Тепло воды используется в теплообменнике, в котором подогревается сырая вода, подаваемая в установку для химической очистки, или используется иным способом;

2) добавочная вода после дегазации в деаэраторе Д1,2 подается вспомогательным насосом через регулятор уровня в колонку деаэратора Д6.

Принципиальная схема типовой турбоустановки ВК-100-2 (фиг. 141) имеет следующие незначительные отличия от схемы ВК-50-1:

1) подогреватель низкого давления № 1 состоит из двух отдельных секций, встроенных в паровые камеры обоих конденсаторов; секции соединены параллельно как по основному конденсату турбины, так и по греющему пару;¹

2) турбоустановка снабжена двумя конденсаторами и двумя основными эжекторами.

Принципиальная схема типовой турбоустановки ВК-25-1 (фиг. 142) отличается от схемы турбоустановки ВК-50-1 наличием шести регулируемых отборов пара вместо пяти. Дополнительный третий отбор взят из камеры за восьмой ступенью турбины и используется при нормальной нагрузке для питания деаэратора Д6. При малых нагрузках питание этого деаэратора переключается на второй отбор из камеры за пятой ступенью турбины.

Питание атмосферного деаэратора Д1,2 нормально производится из пятого отбора, а при малых нагрузках переключается на четвертый отбор.

Кроме того, в отличие от вышеприведенной схемы ВК-50-1 с двухступенчатым испарителем, в схеме ВК-25-1 применен одноступенчатый испаритель И1. Нормальная расчетная производительность испарителя равна $3,5 \text{ т/час}$ при питании его паром из пятого отбора турбины. В случае повышенной потери дистиллата из системы или во время подготовки резерва питательной воды производительность испарителя может быть увеличена до 6 т/час путем переключения его на питание паром из четвертого отбора турбины.

§ 105. Принципиальные схемы типовых турбоустановок ВПТ-25-3 без испарителей

Схема состоит в основном из элементов, аналогичных элементам турбоустановки ВК-50-1, и отличается наличием бойлерной установки.

¹ О параллельном или последовательном соединении секций подогревателя см. § 86.

Схема выполняется в двух вариантах в зависимости от применяемого давления пара в регулируемом производственном отборе. При давлении пара в производственном отборе в пределах от 10 до 13 *ата* устанавливаются пять регенеративных подогревателей (фиг. 143). Подогреватель высокого давления № 4 (П4) и деаэратор Д6 питаются паром из общей магистрали регулируемого производственного отбора, причем перед поступлением в деаэратор давление пара дополнительно редуцируется регулятором давления до 6 *ата*.

В установках же, потребляющих производственный пар при давлениях в пределах от 8 до 10 *ата*, подогреватель высокого давления № 4 не ставится вследствие нецелесообразности его применения в данном случае при малом температурном перепаде между деаэратором и паропроводом производственного отбора (фиг. 144).

В схеме фиг. 143 показана бойлерная установка с двухступенчатым подогревом, состоящая из двух основных бойлеров БО, включенных параллельно по пару и последовательно по сетевой воде, и из одного пикового бойлера БП, включенного по воде после основных бойлеров.

Основные бойлеры обогреваются паром из регулируемого теплофикационного отбора, а пиковый бойлер питается паром из регулируемого производственного отбора. Сетевая вода прокачивается через трубчатые системы бойлеров и теплофикационную сеть при помощи сетевого насоса НС. Конденсат греющего пара из пикового бойлера через конденсатоотводчик под напором отводится в деаэратор Д6 или может сливаться в основные бойлеры. Конденсат из основных бойлеров подается конденсатным насосом в участок трубопровода основного конденсата турбины, расположенный между подогревателями № 2 и 3 в целях лучшего использования тепла дренажа, но может быть также непосредственно направлен в деаэратор Д6. Другие схемы компоновки бойлерных см. в § 112.

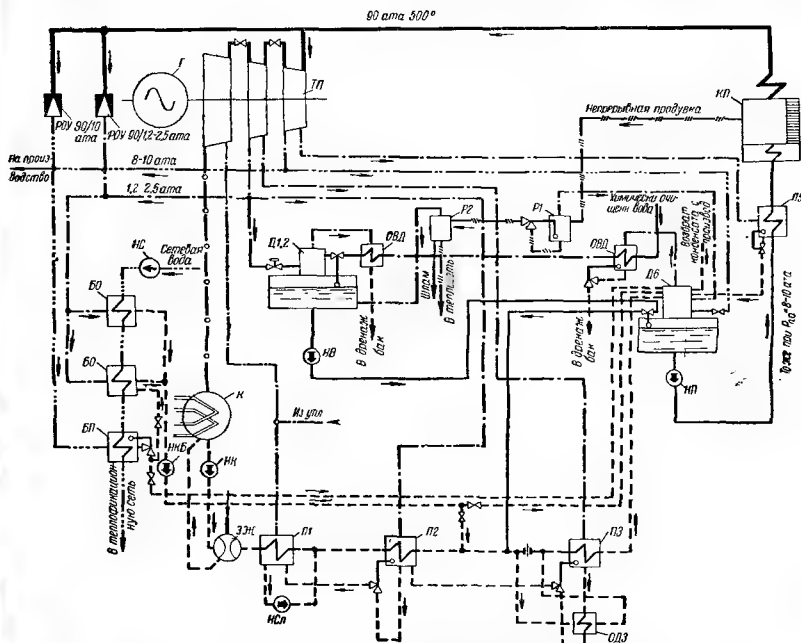
Конденсат греющего пара из подогревателей высокого давления через конденсатоотводчик каскадно сливается в деаэратор Д6.

В отличие от схемы турбоустановки ВК-50-1 продувочная вода парового котла из расширительного бака Р2 в данном случае не может быть введена в деаэратор низкого давления Д1,2 ввиду наличия в ней солей и отсутствия испарителей и используется для подпитки теплофикационной сети.

Вода из этого бака отводится в аккумуляторный бак деаэратора Д1,2, из которого насосом НВ подается в испаритель И1 через регулятор уровня.

в деаэратор Д6 через регулятор питания поплавкового типа.

Производительность испарителя регулируется затоплением его трубок конденсатом



Фиг. 144. Принципиальная схема турбоустановки ВПТ-25-3 без испарителя с двухступенчатой бойлерной при давлении пара производственного отбора $P_{np} = 8 \div 10$ атм. Обозначения см. фиг. 149

В установке применен одноступенчатый испаритель И1 (состоящий из двух отдельных корпусов, см. § 93). В качестве первичного пара для испарителя используется пар из третьего нерегулируемого отбора турбины, который также подается в регенеративный подогреватель низкого давления № 3 (ПЗ). Вторичный пар испарителя конденсируется в поверхностном охладителе КИ, причем охлаждающей средой служит основной конденсат турбины. Конденсат вторичного пара испарителя сливным насосом (НСЛ) откачивается

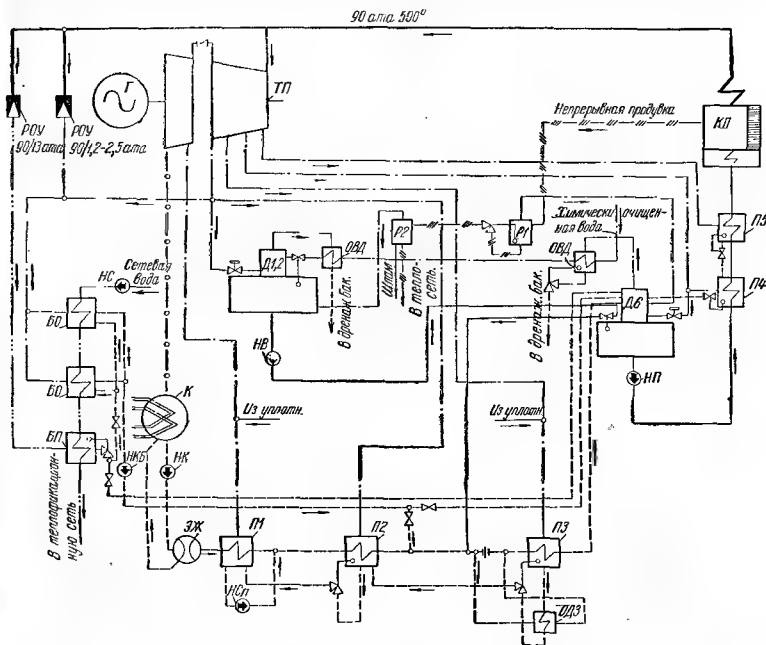
вторичного пара. Уровень конденсата в охладителе (степень затопления) устанавливается автоматически в зависимости от величины открытия регулятора питания деаэратора Д6.

На случай неисправности сливного насоса предусмотрен запасной отвод конденсата вторичного пара из охладителя КИ в подогреватель низкого давления № 2 (П2). Конденсат первичного пара охлаждается в выносном охладителе дренажа ОДИ и затем через конденсатоотводчик отводится в подогреватель низкого давления № 2 (П2). В случае надоб-

НКБ и вводится в участок трубопровода основного конденсата турбины между вакуумным подогревателем низкого давления № 1 и подогревателем низкого давления № 2. Конденсат бойлерной может быть также направлен прямо в деаэратор Дб.

баке Р2, при отсутствии испарителя не может быть использована для добавки в основную систему станции.

В данном случае эта вода спускается в канализацию с использованием ее тепла в теплообменнике, служащем для подогрева сырой



Фиг. 146. Принципиальная схема турбоустановки ВТ-25-4 без испарителя с двухступенчатой бойлерной. Обозначения см. фиг. 149

В данной схеме для подогревателей низкого давления № 2 и 3 предусмотрены выносные охладители дренажа, что объясняется значительным расходом конденсата турбины и конденсата бойлерной установки через эти подогреватели.

Схема без испарителя с двухступенчатой бойлерной установкой. Отличие схемы фиг. 146 от описанной выше заключается в том, что продувочная вода, отсепарированная в расширительном

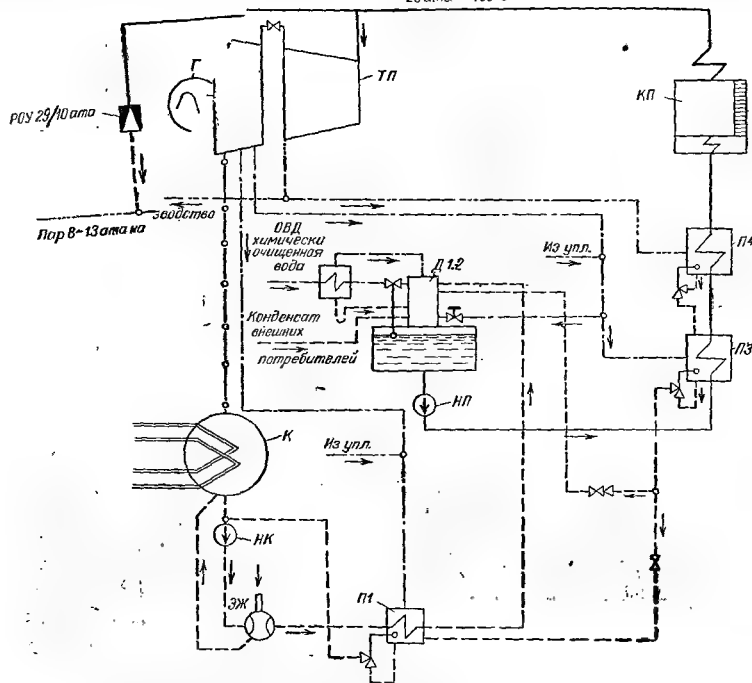
воде, поступающей в установку для химической очистки, или же продувочная вода используется для подпитки теплофикационной сети.

Добавочная химически очищенная вода после дегазации в деаэраторе Д1,2 подается насосом НВ в участок линии основного конденсата турбины между подогревателями низкого давления № 2 и 3. Количество подаваемой воды управляется регулятором уровня деаэратора Дб.

имеются также турбины типа ВПТ-2-4, не показанные на схеме в целях ее упрощения.

ностей подается из паропреобразовательной установки. Для упрощения на схеме условно

25 ата 400°С



Фиг. 149. Принципиальная схема турбоустановки

АП-25-2. Обозначения относятся ко всем принципиальным схемам на фиг. 139—149

БС — основной бойлер; БП — пиковый бойлер; ВПР — предлагаемый бойлер; Г — электрический генератор; Д1,2 и Д6 — деаэраторы 1,2 и 6 ата; И1, И2, И3 и И4 — ступени испарительной установки; К — конденсатор турбины; КИ — конденсатор вытара испарителя; КП — паровой котел; ИВ — вспомогательный насос; ИК — конденсатный насос; ИКО — конденсатный насос бойлеров; ИП — питательный насос; ИПР — продувочный насос испарителя; ИС — сетевой насос; ИСЛ — сливной насос подогревателей; ИСАИ — сливной насос испарителя; ОВД — охлаждающий вытара деаэратора; ОД2 и ОД3 — охладители дренажа подогревателей № 2 и № 3; ОДН — охладитель дренажа испарителя; П1, П2, П3, П4 и П5 — подогреватели № 1, 2, 3, 4 и 5; Р1 и Р2 — расширительные бачки № 1 и 2 непрерывной продувки парового котла; РОЗ — редукционно-охладительная установка; ТБ — бойлерная паровая турбина с генератором; ТП — паровая турбина; ЭЖ — основной эжектор; С — сифон; ПП — паропреобразователь; ППР — паровой пароперегреватель; ПДП — подогреватель питательной воды паропреобразователя; РЗ — расширительный бак непрерывной продувки паропреобразователя; Р4 — расширительный бак конденсата испарительной установки.

Предприятие потребляет значительное количество пара при давлении 8—13 ата и не возвращает обратного конденсата. В целях сохранения чистого конденсата турбины в системе ТЭЦ пар для производственных надоб-

показан только один паропреобразователь ПП. В качестве первичного (рабочего) пара в паропреобразователь подается пар из системы противодавления турбины ВР-25-18-4. Питательная вода в паропреобразователь по-

дается из станционного деаэратора 1,2 ата (не показанного на схеме). На выходе вторичного пара установлен паровой пароперегреватель ППР, обогреваемый первичным паром до поступления его в паропреобразователь. Питательная вода предварительно подогревается в поверхностном подогревателе конденсатом первичного пара паропреобразователя, причем этот конденсат затем отводится в деаэратор 6 ата под давлением первичного пара. Продувочная вода из паропреобразователя направляется в расширительный бак Р3. Образующийся в последнем пар отводится для использования в аппараты химводоочистки, а остаток продувочной воды используется для подпитки тепловой сети ТЭЦ.

Для пополнения убыли конденсата в системе ТЭЦ предназначена многокорпусная испарительная установка. На схеме в виде примера показана четырехкорпусная испарительная установка. Отдельные ее корпуса И1, И2, И3 и И4 включены по схеме ступенчатого испарения, при которой вторичный пар каждого корпуса служит первичным паром следующего корпуса. Питательная вода из деаэратора 1,2 ата подается в корпус И1 первой ступени, а в качестве питательной воды каждой последующей ступени служит продувочная вода предшествующей ступени. Продувочная вода последней ступени отводится из расширительного бака Р4 на подпитку тепловой сети ТЭЦ. Дистиллат испарительной установки в зависимости от ступени отводится под собственным давлением или при помощи подъемного насоса НСЛН в деаэратор 6 ата. В качестве рабочего первичного пара первой ступени И1 испарительной установки служит пар из ступени регулируемого отбора паровой турбины ВПТ-25-3 при давлении 8—13 ата или вторичный пар из паропреобразователя ПП.

Включение деаэратора Д6 аналогично описанному в других схемах. Подогрев питатель-

ной воды осуществляется в регенеративных подогревателях П4 и П5, питаемых соответственно из системы противодавления и из камеры нерегулируемого отбора перед девятой ступенью турбины ВР-25-18-4.

§ 108. Принципиальная схема типовой турбоустановки АП-25-2

Отличие схемы установки с турбиной нормального давления типа АП-25-2 (фиг. 149) от схем турбоустановок высокого давления состоит в применении лишь одного деаэратора Д1,2. Основной конденсат имеет четыре ступени подогрева, причем деаэратор одновременно выполняет роль подогревателя смешения, заменяя подогреватель низкого давления № 2.

Конденсат греющего пара из подогревателя высокого давления № 3 при достаточно большой паровой нагрузке части низкого давления турбины давлением пара в подогревателе через обратный клапан подается непосредственно в деаэратор. При малых нагрузках давление пара в подогревателе высокого давления № 3 соответственно падает, и обратный клапан на дренажной линии запирается давлением пара в деаэраторе.

В этом случае дренаж по обводной линии надлежит перепускать в подогреватель низкого давления № 1.

Добавочная химически очищенная вода для пополнения убыли конденсата из системы вводится в деаэратор через охладитель выпара ОВД, причем расход воды управляется регулятором уровня деаэратора. Колонка деаэратора обогревается паром из второго отбора через дроссельный клапан, управляемый регулятором давления.

При остановке турбины снабжение внешних потребителей паром производится от РОУ 29/16 ата.

Глава двадцать восьмая

СХЕМЫ ТРУБОПРОВОДОВ ТИПОВЫХ ТУРБОУСТАНОВОК

§ 109. Схемы трубопроводов конденсационных турбоустановок

На нижеприведенных схемах показаны все элементы оборудования турбоустановок со связывающими их трубопроводами и арматурой для пара, конденсата, воздуха и циркуляционной воды, относящиеся к машинному залу

станции. Схемы бойлерных установок показаны отдельно (см. § 112).

Все элементы схем типизированы, ввиду чего ниже подробно рассмотрена лишь схема трубопроводов турбоустановки ВК-50-1 и отдельно отмечены особенности схем других установок. На всех схемах турбоустановок высо-

кого давления выдержана единая нумерация элементов.

Схема трубопроводов турбоустановки ВК-50-1 с испарителями показана на фиг. 150 (вкладка).

Паропроводы. Пар из котельной подводится к клапану автоматического затвора 36 турбины по главному ordinaryному паропроводу через главную запорную задвижку 13 с электроприводом, снабженную обводом с двумя последовательно установленными вентилями. Один из этих вентиляй 15 служит для регулирования расхода, а второй 14 — в качестве запорного.

Перед главной запорной задвижкой к главному паропроводу приключены те элементы оборудования установки, которые могут потребовать свежий пар независимо от того, находится ли турбина в работе или нет: турбина пускового масляного турбонасоса, главный и пусковые эжекторы, система паровых уплотнений и промывочное устройство.

Подвод пара к турбине 11 пускового масляного насоса после запорного клапана 4 разветвляется на две линии, из которых одна содержит вентиль 6 с дроссельной шайбой, а вторая — вентиль 5 без дроссельной шайбы.

При нормальных параметрах свежий пар подводит к насосу через линию с вентилем 6. Дроссельная шайба 7 редуцирует давление пара с 90 до 60 ата. В этом случае вентиль 6 на этой линии медленно открывают и регулируют им производительность насоса для поддержания нормального давления масла. Вентиль 5 на второй линии остается закрытым.

В случае пониженного давления свежего пара (при аварийном режиме в котельной) вентиль 6 закрывают и подают пар к турбонасосу через вентиль 5, минуя дроссельную шайбу. Вентиль 5 следует медленно открывать настолько, чтобы получить нормальное давление масла и подрегулировать его во время работы насоса.

Турбина насоса работает с выпуском пара в атмосферу. Паропровод к эжектору имеет один общий запорный клапан 52. Регулирование расхода пара на основной и пусковые эжекторы осуществляется отдельными дроссельными клапанами 54 и 55, причем перед ними установлены запорные клапаны 53а и 53б. Схема дренажа главных эжекторов была описана выше (см. § 88) и показана на схеме.

Система лабиринтовых уплотнений была также приведена выше (см. § 25) и на данной схеме полностью воспроизведена. Свежий пар

подводится в систему уплотнений через два запорных вентиля 21а и 21б и дроссельный вентиль 22.

Отос пар из концевых уплотнений турбины и сборного коллектора пара, отводимого из штоков клапанов, производится в паропровод отбора пара из турбины к подогревателю низкого давления № 1 и в паропровод отбора к подогревателю низкого давления № 3.

Пароохладитель 17 промывочного устройства (см. § 142) расположен на паропроводе в обход к главной запорной задвижке.

Из паровой коробки клапана автоматического затвора пар по четырем перепускным трубам подается к четырем паровым коробкам регулирующих клапанов турбины.

Из пяти отборов турбины пар подводится к пяти подогревателям. Из второго отбора турбины, кроме подогревателя высокого давления № 4 (99), пар подается также в деаэрактор повышеного давления (6 ата). Из третьего отбора пар поступает в подогреватель низкого давления № 3 (88) через дроссельную диафрагму 50а (см. § 104). Из третьего же отбора пар подается в первую ступень испарителя 149-1. Пар из четвертого отбора питает подогреватель низкого давления № 2 (78) и, кроме того, вторую ступень испарителя (149-11).

Для предупреждения возможности обратного потока пара и заброса воды из аппаратов водоподготовки в турбину на паропроводах первого, второго, третьего и четвертого отборов из турбины к подогревателям поставлены обратные клапаны с воздействием от электромагнита — 107, 136, 89 и 79 (см. § 101), а на паропроводе пятого отбора к подогревателю низкого давления № 1 установлен обратный клапан 69 без электрического воздействия. Все подогреватели могут быть отключены от трубопроводов греющего пара при помощи установленных перед ними запорных задвижек за исключением подогревателя низкого давления № 1, который по пару всегда присоединен к турбине.

Трубопровод основного конденсата турбины и питательной воды. Схема потока основного конденсата турбины и питательной воды была подробно описана выше (см. § 104), ввиду чего здесь отмечаются лишь некоторые детали, ранее описанные.

Каждая турбоустановка (с одним конденсатором) оборудована двумя конденсатными насосами 45, каждый из которых рассчитан на полную производительность конденсатора, т. е.

один насос является резервным. При наличии в агрегате двух конденсаторов (турбины мощностью 100 000 *квт*) предусматривается три конденсатных насоса, из которых один является резервным. Насосы со стороны всасывания и нагнетания снабжены задвижками. С напорной стороны насоса, кроме того, имеется обратный клапан, предотвращающий возможность обратного потока конденсата в конденсатор.

Корпусы конденсатных насосов соединяются с паровым пространством конденсатора при помощи воздухоотводящих трубок с вентилями. На участке между сорбником конденсата конденсатора и конденсатными насосами предусмотрен клапан 50 для опорожнения парового пространства конденсатора.

К напорным патрубкам обоих насосов через вентили 49 присоединен трубопровод, служащий для подачи конденсата к водяным уплотнениям всей вакуумной арматуры.

Первый подогрев основного конденсата турбины происходит в поверхностных холодильниках парового эжектора 56. При помощи обводной задвижки 61 часть конденсата перепускают, минуя эжектор, в линию к подогревателям.

Обратный (рециркуляционный) трубопровод с задвижкой 66 предназначается для обратного перепуска конденсата в паровое пространство конденсатора после холодильников эжектора во время пуска и малых нагрузок турбины. В эти периоды количество конденсата, образующегося при незначительном поступлении пара в конденсатор, недостаточно для охлаждения рабочего пара в эжекторных холодильниках. Путем рециркуляции и охлаждения конденсата в конденсаторе расход конденсата на эжекторные холодильники может быть увеличен до необходимой величины.

В рециркуляционный трубопровод врезан трубопровод с задвижкой 67 для заполнения парового пространства конденсатора конденсатом из постороннего источника перед пуском турбины в ход.

После охладителей эжектора конденсат прокачивается последовательно через трубные системы подогревателей 68, 78 и 88 низкого давления, охладитель 165 вторичного пара испарителя и охладители 97 и 176 дренажа подогревателей, расположение которых по ходу конденсата было подробно описано при рассмотрении принципиальной схемы (см. § 104).

Во всех подогревателях низкого давления и охладителе выпара испарителя имеются

входные, выходные и обводные задвижки, при помощи которых эти аппараты могут быть полностью отключены от конденсатного трубопровода. Выносные охладители 176 и 97 конденсата греющего пара подогревателей низкого давления № 2 и 3, а также выносной охладитель 162 испарителя не имеют обводных трубопроводов и отключаются от магистралей основного конденсата вместе с соответствующими подогревателями.

После подогрева в подогревателях низкого давления основной конденсат турбины подается в колонку деаэратора 6 *ата*, из которой после дегазации сливается в аккумуляторный бак.

В колонке деаэратора к конденсату турбины добавляется вода из других источников (см. § 104), образуя питательную воду для парового котла. Из аккумулятора котла деаэратора вода забирается питательными насосами и через подогреватели высокого давления подается в паровые котлы. (Колонка и бак деаэратора и питательные насосы на схеме не показаны).

Подогреватели высокого давления снабжены на входе питательной воды комбинированным запорным и перепускным клапанами 101 и 109, а на выходе — обратными клапанами 102 и 110. Эти клапаны приходят в действие автоматически при чрезмерном аварийном повышении уровня воды в паровом корпусе подогревателя (см. § 92). При этом запорный и обратный клапаны отключают трубчатую систему от магистралей питательной воды и перепускают ее помимо подогревателя.

Каждый питательный насос со стороны всасывания имеет запорную задвижку, а на стороне нагнетания имеет обратный клапан и также запорную задвижку.

В том случае, когда установленная на напорном патрубке питательного насоса арматура обладает незначительной протечкой, а в то же время арматура со стороны всасывающего патрубка запирает достаточно плотно, питательный насос в остановленном и отключенном положении может целиком оказаться под полным давлением питательного трубопровода котельной. Повышение давления в корпусе насоса может привести к аварии, так как ни фланцевое соединение, ни арматура на стороне всасывания не рассчитаны на полный напор насоса. В целях предотвращения подобной аварии необходимо на всасывающем патрубке насоса установить маленький предохранительный пружинный клапан диаметром порядка 10 *мм*,

отрегулированный на давление, превышающее нормальное давление со стороны всасывания на $1-2 \text{ кг/см}^2$.

Сливные трубопроводы подогревателей. Слив конденсата греющего пара из подогревателя высокого давления № 5 производится через конденсатоотводчик в подогреватель высокого давления № 4, а из последнего через конденсатоотводчик в деаэрастор 6 ата. Предусмотрен также отвод для слива конденсата из подогревателя № 5 прямо в деаэрастор. При малых нагрузках турбины, а также при прогреве во время пуска давление в подогревателе высокого давления № 4 недостаточно для подачи самотеком конденсата греющего пара в деаэрастор. На этот случай предусмотрен слив из подогревателя высокого давления № 4 в подогреватель низкого давления № 3.

Конденсатоотводчики 103 и 111 обоих подогревателей высокого давления снабжены электрическим контактом, который замыкается при чрезмерном повышении уровня конденсата в корпусе подогревателей и вызывает сработку защитного устройства, отключающего трубную систему подогревателя от трубопровода питающей воды (см. § 92).

Конденсат греющего пара из подогревателя низкого давления № 3 (88) сливается через охладитель 97 и конденсатоотводчик 96 в подогреватель низкого давления № 2 (78). Из последнего же конденсат греющего пара, пройдя через охладитель 176, откачивается сливным насосом 76 (второй насос является резервным) в трубопровод основного конденсата турбины. Кроме того, возможен отвод конденсата греющего пара в деаэрастор 6 ата. На случай неисправности обоих сливных насосов предусмотрен слив конденсата греющего пара через задвижку 86а непосредственно в конденсатор.

Конденсат греющего пара подогревателя низкого давления № 3 может быть при необходимости (например, в случае отключения подогревателя низкого давления № 2) откачан через задвижку 87б сливным насосом, как указано выше, или отведен через задвижку 87а в конденсатор.

Каждый сливной насос 76 имеет со стороны всасывающего патрубка запорную задвижку, а со стороны напорного патрубка — обратный клапан и задвижку. Корпус каждого насоса соединяется с паровым пространством подогревателя низкого давления № 2 при помощи воздухоотводящей трубки с вентильком 77.

Конденсат греющего пара подогревателя низкого давления № 1 сливается в конденсатор-сборник конденсатора через сифон глубиной 12 м. В случае чрезмерного повышения уровня конденсата в подогревателе вступает в действие конденсатоотводчик 73а, который открывает дополнительный слив конденсата во всасывающий трубопровод конденсатных насосов 45.

Конденсатоотводчики 96, 86а и 73а снабжены специальными электроконтактами, включающими на пульте турбины сигнальные лампы при повышении уровня конденсата в соответствующих подогревателях выше нормального.

Воздухопроводы. Для отсоса воздуха из конденсатора служит трубопровод, приключенный с одного конца через задвижки 62 к обоим воздушным патрубкам конденсатора, а с другого конца — к главному и пусковому эжекторам 56 и 57. Воздухопровод имеет отвод с задвижкой 65 в атмосферу, предназначенной для срыва вакуума в конденсаторе, чтобы в случае аварии сократить время выбега турбины.

Для отвода воздуха из подогревателей служат специальные воздухопроводы с вентильми и ограничительными шайбами, которыми паровые корпуса всех подогревателей присоединяются последовательно друг к другу и к конденсатору. Кроме того, имеется обводной воздухопровод к конденсатору, причем схема позволяет отсоединить любой подогреватель, не нарушая отвода воздуха, а в случае необходимости отключить подогреватель от установки для осмотра или ремонта. К последнему участку трубопровода, отводящему воздух в конденсатор, приключен трубопровод отсоса воздуха из охладителя 165 испарителя.

Продувка и дренаж паропроводов и турбины. Участок главного паропровода перед главной запорной задвижкой 13 снабжен продувочным паропроводом в канализацию с двумя спаренными вентильми 1 и 3 и отводом между ними для ревизии с отдельным вентилем 2.

К паропроводу, соединяющему главную запорную задвижку 13 с клапаном автоматического затвора 36, присоединен трубопровод в атмосферу для обеспаривания турбины. Оба спаренных вентили 34 и 35 на этом трубопроводе полностью открываются при длительной остановке турбины, чтобы предупредить возможность протечки пара в турбину через какую-либо малейшую неплотность главной за-

порной задвижки и тем самым предохранить от ржавления внутренние элементы турбины.

Из нижних точек каждой из четырех перепускных труб от автоматического стопорного клапана к турбине сделан один общий отвод для продувки в атмосферу через два спаренных вентиля 38 и 40 с контрольным вентилем 39 для ревизии между ними и второй общий отвод через два спаренных вентиля 41 и 42 в сливной коллектор конденсатора.

Во избежание скопления конденсата в паропроводах отбора из турбины к подогревателям предусмотрены продувочные линии с вентилями 143, подключаемые по ходу пара к корпусам обратных клапанов (до тарелки) и к паропроводам за обратными клапанами. Эти продувочные линии предупреждают возможность водяного удара в подогревателях при открытии запорных задвижек к подогревателям. Слив конденсата производится через коллектор в конденсатор.

Перед клапаном автоматического затвора 8 приводной турбины 11 пускового масляного турбонасоса предусмотрена продувочная линия с двумя спаренными вентилями 9 и 10, которые надлежит открывать для спуска конденсата из паропровода при прогреве его перед включением турбонасоса в работу. Из цилиндра приводной турбины выведена продувочная линия в канализацию.

Водяное уплотнение вакуумной арматуры. В установке имеется значительное количество арматуры, работающей под вакуумом, которая должна быть снабжена водяным уплотнением (см. § 103). Арматура, работающая под вакуумом, выделена на схемах условным обозначением.

Трубопроводы циркуляционной системы. Изображенная на схеме система трубопроводов циркуляционной воды предусмотрена для турбоустановки с конденсатором типа 50 КЦС-3, турбогенератором с водородным охлаждением типа ТВ-50-2 и циркуляционными насосами, расположенными в машинном зале станции.

Значительное число турбоустановок ВК-50-1 имеет центральные насосные станции, расположенные у источника водоснабжения. В данном описании предусмотрен первый случай, как более сложный.

На трубопроводах со всасывающей стороны циркуляционных насосов 201 ставятся электродвигатели 202 в том случае, когда насосы расположены ниже уровня охлаждающей воды. Напорные водоводы от насосов поддают охлаж-

дающую воду разделять в обе половины конденсатора через две отключающие электродвигатели 203. На сливе воды из конденсатора расположены две электродвигатели 207.

Для удобства эксплуатации на сливных водоводах предусмотрена перемычка с задвижкой 208, что позволяет производить раздельную чистку сливных каналов, элементов брызгальных устройств и т. д.

Оба напорных водовода перед конденсатором соединены перемычкой с задвижкой 204, которая обеспечивает как возможность работы обеих половин конденсатора от одного водовода, так и возможность отключения по воде одной половины конденсатора для чистки под нагрузкой. Вторая перемычка малого диаметра с двумя задвижками 205 и отводом между ними служит для опорожнения системы от воды.

Схема позволяет осуществить одновременную подачу охлаждающей воды циркуляционными насосами данной установки в конденсатор соседней турбины (или наоборот) при пониженном расходе воды на каждую турбоустановку, так что может, например, быть экономически выгодным в условиях зимнего времени. Для этой цели предусмотрена третья перемычка с напорной стороны насосов, отключаемая от них задвижками 206.

В случае питания данной установки охлаждающей водой из системы соседней установки циркуляционные насосы рассматриваемой установки должны быть отключены со стороны нагнетания электродвигателями 203.

От этой же перемычки охлаждающая вода подается через фильтры 210 в четыре маслоохладителя 211.

Напор применяемых циркуляционных насосов (в установках ВК-50-1 и ВК-100-2) недостаточен для прокачки охлаждающей воды через газоохладители генератора и воздухоохладитель его возбuditеля, расположенные над отметкой пола машинного зала (т. е. выше конденсатора). Поэтому для подачи охлаждающей воды в газоохладители и воздухоохладитель устанавливаются два дополнительных подъемных насоса 235, из которых один является резервным.

Схема подачи охлаждающей воды к газоохладителям выполнена без обратной циркуляции (как это раньше было принято), так как при водородном охлаждении нет опасности отпотевания охладителей, и поэтому в газоохладители во время зимнего периода допускается подача воды низкой температуры.

Маслоохладители имеют резервный подвод охлаждающей воды низкой температуры на случай значительного повышения температуры циркуляционной воды из основного источника водоснабжения в летнее время.

Для контроля за давлением воды перед маслоохладителями от напорного водопровода над уровнем пола машинного зала выведена контрольная трубка 215 со свободным сливом в воронку (см. § 37).

Сливные трубопроводы циркуляционной воды, в случае проточного водоснабжения, обычно заглубляются под уровень воды в сливном канале, что позволяет использовать эффект сифона в конденсаторе и сливных трубах и уменьшить потребный напор циркуляционных насосов по сравнению со сбросом охлаждающей воды в атмосферу над уровнем воды в сливном канале.

Для удаления воздуха из сифона и заполнения водой конденсатора и сливных труб, а также циркуляционных насосов, если последние находятся выше уровня воды в источнике водоснабжения, применяется вспомогательный пароструйный эжектор 227. Отсос воздуха производится из верхних точек сливных трубопроводов (вентили 231), из корпусов циркуляционных насосов (вентили 230) и маслоохладителей.¹ Из верхних точек водяных камер газоохладителей (и маслоохладителей) сделаны отводы с краниками 214 для выпуска воздуха при пуске и со сливом воды из них в открытые воронки.

Трубка отсоса воздуха из корпуса циркуляционного насоса, идущая к пусковому эжектору, соединяется с трубой отсоса из верхней точки сливного трубопровода охлаждающей воды из конденсатора. В этом случае при работе одного циркуляционного насоса второй насос будет находиться в готовности к пуску, будучи всегда заполненным водой.

Необходимость в воздухоотсасывающих трубах из циркуляционных насосов к эжектору отпадает и они заменяются воздушными краниками в тех случаях, когда насосы расположены ниже уровня источника охлаждающей воды.

Схема циркуляционной системы при применении турбогенератора с воздушным охлаждением типа ТГ-50-2 отличается отсутствием подъемных насосов, так как для воздухоохладителей, расположенных в конденсационном

помещении, напор циркуляционных насосов достаточен. В данном случае обратная циркуляция также не применяется, отогревание трубок воздухоохладителей в зимнее время предотвращается путем подачи в камеру генератора сухого наружного воздуха вместо влажного воздуха из помещения машинного зала.

Схема трубопроводов типовой турбоустановки ВК-100-2 изображена на фиг. 151 (вкладка).

Кроме отличий, указанных в § 104, схема турбоустановки ВК-100-2 по сравнению со схемой турбоустановки ВК-50-1 имеет следующие особенности: свежий пар подводится к турбине по двум паропроводам от отдельных паровых котлов, соединяющимся в один общий коллектор, из которого пар поступает в два параллельно включенных клапана автоматического затвора.

С 1955 г. завод снабжает турбины типа ВК-100-2 только одним клапаном автоматического затвора (см. фиг. 50), в который свежий пар подается по двум паропроводам $\varnothing$ 225 мм. На фиг. 151 отдельно показана схема входного участка паропровода турбины с одним клапаном автоматического затвора.

Установка имеет три конденсатных насоса и шесть маслоохладителей.

На фиг. 152 (вкладка) дана схема трубопроводов турбоустановки ВК-25-1. Отличия этой схемы от схемы трубопроводов турбоустановки ВК-50-1 отмечены выше (см. § 104).

В циркуляционной системе данной установки (а также и всех остальных установок турбин мощностью 25 000 кет типов ВТ-25-4, ВПТ-25-3 и АП-25-2) отсутствуют дополнительные подъемные насосы, так как напор, создаваемый циркуляционными насосами, достаточен для прокачки воды через газоохладители генератора и воздухоохладитель возбудителя.

§ 110. Схемы трубопроводов турбоустановок с отбором пара

На фиг. 153 (вкладка) в виде примера дана типовая схема трубопроводов турбоустановки ВПТ-25-3 без испарителя для давления пара в производственном отборе в пределах 10–13 атм и для случая двухступенчатой бойлерной установки (см. принципиальную схему на фиг. 143).

Существенное отличие схемы от схем чисто конденсационных установок заключается в на-

¹ См. схему трубопроводов турбоустановки ВК-100-2 на фиг. 151.

личия двух коллекторов регулируемых отборов пара.

К коллектору производственного отбора диаметром 300 мм пар из турбины подведен по двум трубопроводам, в которых установлены два обратных клапана 136, с воздействием от электромагнита. От коллектора сделан отвод к подогревателю высокого давления № 4. Коллектор защищен от чрезмерного повышения давления в нем двумя предохранительными клапанами 137 с выпуском в атмосферу (см. § 99).

Отвод производственного пара к потребителю осуществлен через две электродвигательные 138а и 138б по двум магистральным трубопроводам диаметром 300 мм. Из коллектора производственного отбора сделан отдельный отвод в деаэрактор 6 ата через задвижку 144. Во время остановки турбины коллектор производственного отбора обеспаривается через задвижку 139а.

Коллектор теплофикационного отбора имеет диаметр 1000 мм и питается паром из регулируемого отбора турбины по двум трубопроводам. Из коллектора отходит через обратный клапан 140 с воздействием от электромагнита в запорную электрозадвижку 141 с обводным вентилем 142 один трубопровод диаметром 800 мм в бойлерную установку (не показанную на схеме). Трубопровод имеет отвод в атмосферу для обеспаривания с задвижкой 139б, которая открывается во время остановки турбины или бойлерной установки. Из того же коллектора отведен трубопровод, содержащий обратный клапан 79 с воздействием от электромагнита. Из этого трубопровода пар разветвляется к подогревателю низкого давления № 2 на деаэрактор 1,2 ата (на схеме не показан) и к предохранительному клапану 147 с выходом в атмосферу.

Бойлерные установки показаны на отдельных схемах. На схемах трубопроводов турбоустановок показаны ввод обратного конденсата из бойлерной установки через задвижку 135 и ввод добавочной воды из деаэрактора 1,2 ата через задвижку 134 в трубопровод основного конденсата турбины, а также ввод воздухопровода отсоса воздуха из бойлеров в систему отсоса воздуха из подогревателей.

В виде примера на фиг. 154 (вкладка) представлена типовая схема трубопроводов турбоустановки ВТ-25-4 с испарителями для случая трехступенчатой бойлерной (см. принципиальную схему на фиг. 145).

В отличие от схемы ВПТ-25-3, в данной схеме имеется лишь один коллектор теплофикационного отбора с паропроводом в бойлерную диаметром 1000 мм.

Испарительная одноступенчатая установка, подробно описанная при рассмотрении принципиальной схемы, состоит из двух параллельно включенных корпусов испарителей 149 с одним общим охладителем конденсата 162 первичного пара и одним общим охладителем 165 выпара испарителей. Система трубопроводов допускает включение в работу любого из корпусов в отдельности или обоих корпусов параллельно — в зависимости от потребности в дистиллате.

§ 111. Схемы трубопроводов турбоустановок с противодавлением

На фиг. 155 и 156 (вкладка) представлены типовые схемы трубопроводов турбоустановок ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4.

Схемы в основном однотипны и отличаются между собою в следующем:

1. В схеме турбины ВР-25-18-4 (фиг. 156) показаны два регенеративных подогревателя высокого давления 99 и 106, из которых первый питается паром из системы противодавления турбины, а второй — из камеры нерегулируемого отбора перед девятой ступенью турбины. Эти подогреватели соответствуют подогревателям высокого давления № 4 и 5 турбоустановок других типов.¹ Через подогреватели прокачивается питательная вода, подаваемая питательными насосами из деаэрактора 6 ата. Подогреватели снабжены обычно применяемыми автоматическими защитными устройствами с перепускными и обратными клапанами 101, 102, 109 и 110. Конденсат греющего пара сливается каскадно из подогревателя № 5 в подогреватель № 4, а из последнего отводится в деаэрактор 6 ата. На случай отключения подогревателя № 4 предусмотрен обводной слив конденсата из подогревателя № 5 в деаэрактор через задвижку 113.

Система отвода воздуха предусматривает последовательное соединение корпусов подогревателей с подключением отводящего воздухопровода к системе низкого давления или независимый отсос воздуха из каждого корпуса в отдельности. Воздух из каждого корпуса мо-

¹ В обозначениях фиг. 155 и 156 сохранена по возможности единая нумерация аппаратов, арматуры и пр. для схем трубопроводов турбоустановок всех типов.

жет быть выпущен также непосредственно в атмосферу через вентили 115 и 118.

2. В схеме турбины ВР-25-31-3 (рис. 155) показаны подъемные насосы 225 для повышения напора охлаждающей воды, подаваемой в газоохладители генератора. Эти насосы (независимо от типа турбоустановки) ставятся в том случае, когда напор в стационарном трубопроводе охлаждающей воды недостаточен для подачи воды в газоохладители, расположенные выше отметки пола машинного зала.

На фиг. 156 показана компоновка схемы циркуляционной системы без подъемных насосов.

По сравнению со схемами трубопроводов конденсационных установок и установок, оборудованных турбинами с отбором пара, необходимо отметить следующие особенности схем турбоустановок с противодавлением:

а) В схемах турбоустановок с противодавлением имеется специальный вакуумный охладитель 68 поверхностного типа, который служит для отсоса и конденсации пара, выходящего из лабиринтовых концевых уплотнений вала и штоков клапанов. Охладитель снабжен специальным паровым эжектором 57 для отсоса воздуха и поддержания в охладителе незначительного вакуума. К эжектору подведен рабочий пар из трубопровода противодавления турбины.

В качестве охлаждающей воды для охладителя служит конденсат турбоустановки или химически очищенная вода при температуре не выше 68° С.

Для откачки конденсата лабиринтового пара из охладителя в сборный стационарный бак служат два насоса 76, из которых один является резервным.

б) В качестве уплотнительного пара в систему лабиринтовых уплотнений подается пар из деаэратора (6 ата или 1,2 ата), а не дроселированный и увлажненный в пареохладителе пар высокого давления, как это принято было в установках других типов.

в) Предохранительные клапаны 137а и 137б на паропроводах системы противодавления установлены со стороны турбины до запорных задвижек 138а и 138б (в отличие от установки их по ходу пара за обратными клапанами на отборных паропроводах турбин с отбором пара). В данном случае предохранительные клапаны предназначены в первую очередь для защиты выхлопной части турбины от повышения в ней давления по какой-либо причине.

г) На схемах показаны межфланцевые заглушки 180, которые устанавливаются на время остановки турбин (в случае производства ревизий или ремонтных работ на турбинах) для предотвращения несчастных случаев с персоналом. Заглушки изолируют систему противодавления, которая при неправильном переключении арматуры может оказаться под давлением пара, поступающего из другого источника, например из РОУ или параллельно работающей другой турбины.

Схема трубопроводов турбоустановки АП-25-2. На фиг. 157 (вкладка) дана типовая схема трубопроводов турбоустановок АП-25-2. Особенности ее были отмечены выше в § 90 при описании принципиальной схемы (фиг. 149).

§ 112. Типовые схемы трубопроводов бойлерных установок

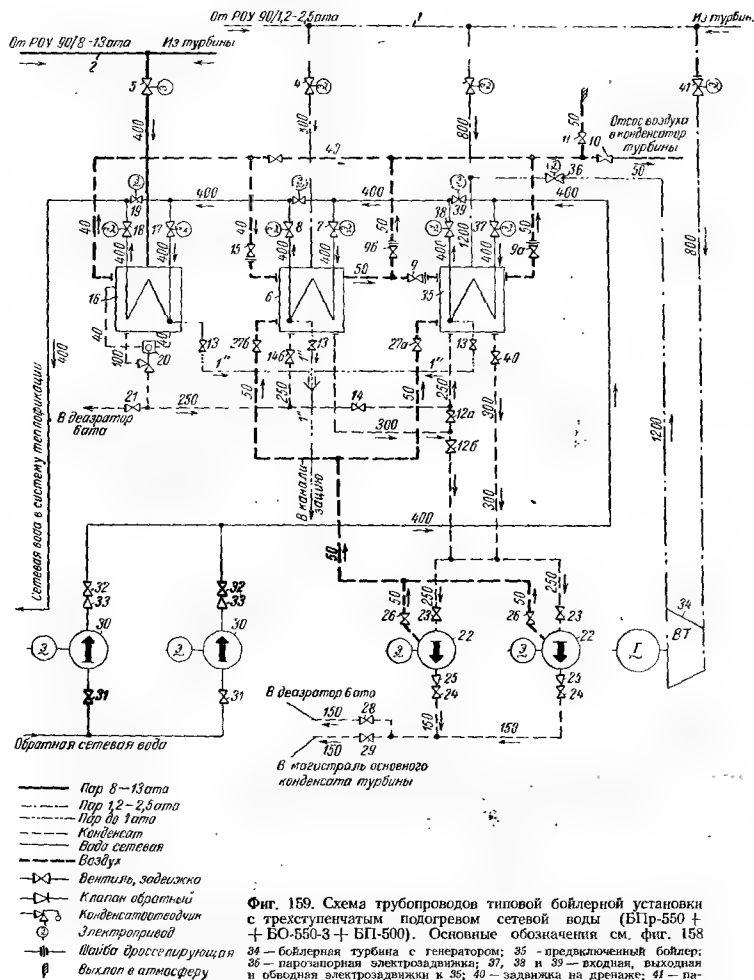
В виде примера ниже приведены две типовые схемы трубопроводов бойлерных установок, которые отличаются от принципиальных схем, ранее описанных и показанных на фиг. 143—146, изображением комплекта оборудования установки, всех вспомогательных трубопроводов и арматуры.

Типовая бойлерная установка 2БО-200 + БП-200 (фиг. 158) с двухступенчатым подогревом состоит из двух основных бойлеров типа БО-200 и одного пикового бойлера типа БП-200. Основные бойлеры 6 включены в параллель по воде и по пару. Пиковый бойлер 16 типа БП-200 рассчитан на давление пара до 8 ата. Если давление пара в подводящем паропроводе к нему превышает 8 ата, то перед пиковым бойлером должен быть установлен редукционный клапан. Все бойлеры имеют электрозадвижки на входе и выходе сетевой воды, а пиковый бойлер имеет, кроме того, электрозадвижку на обводе. Паровпускные задвижки к бойлерам имеют также электрический привод.

Для опорожнения трубных систем бойлеров выведены специальные трубопроводы с вентилями 13 со сливом в открытую воронку.

Отвод воздуха из пикового бойлера сделан в каждый из основных бойлеров, а из основных бойлеров сделан отсос воздуха в конденсатор турбины с отводом в атмосферу. На воздухоотводящих трубопроводах установлены вентили и ограничительные шайбы.

Для обеспечения циркуляции сетевой воды через теплофикационную систему и трубные



системы бойлеров служат два сетевых электронасоса 30, из которых один является резервным. Технические данные насосов выбираются в зависимости от местных условий.

Для откачки конденсата греющего пара в деаэратор 6 *ата* или в магистраль основного конденсата турбины предусмотрены два конденсатных насоса 22, из которых один резервный. Воздух из каждого насоса может быть отведен в любую из основных бойлеров.

Типовая бойлерная установка БПр-550 + + БО-550.3 + БП-500 с трехступенчатым подогревом (фиг. 159) состоит из одного предвключенного бойлера 35 типа БПр-550, одного основного бойлера 6 типа БО-550.3 и одного пикового бойлера 16 типа БП-500.

Предвключенный бойлер питается отработавшим паром из бойлерной турбины 34, к которой подведен пар из теплофикационного отбора основной турбины. В виде резерва к предвключенному бойлеру подведен также греющий пар из магистрали теплофикационного отбора турбины, нормально питающей только основной бойлер.

Ввиду того что бойлерные турбины до настоящего времени еще не строятся, предусмотрена возможность работы схемы с двухступенчатым подогревом с соответствующим переключением дренажных и воздухоотводящих трубопроводов.

ЧАСТЬ ПЯТАЯ

ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТУРБОУСТАНОВОК

Глава двадцать девятая

РЕВИЗИЯ ТУРБОУСТАНОВОК

§ 113. Общие указания и сроки проведения ревизий

Настоящий раздел содержит указания по производству ревизий и периодических осмотров оборудования при объеме работ, не превышающем обычный для нормальной эксплуатации.

Сроки производства ревизий и осмотров отдельных частей паротурбинной установки и собственно турбины устанавливаются в зависимости от местных условий, от степени освоения оборудования эксплуатационным и ремонтным персоналом и от обстоятельств работы турбины после предыдущей ревизии или осмотра.

Первые два-три года после монтажа рекомендуется делать полную ревизию не реже одного раза в год. В дальнейшем, по мере освоения оборудования, может выявиться возможность увеличения срока между ревизиями до двух лет и больше при условии налаженного и четкого контроля за состоянием оборудования путем регистрации характерных величин во время работы турбины. Кроме того, при удлинении срока между ревизиями необходим периодический осмотр без вскрытия цилиндров, при кратковременных плановых остановках, механизмов, собранных в переднем блоке турбины, элементов регулирования и подшипников.¹

Перед ревизией, кроме общих работ по подготовке инструмента, приспособлений, такелажного и кранового оборудования, прокладочных и прочих материалов, рекомендуется произвести следующие работы:

1) своевременно составить перечень всех дефектов, отмеченных во время эксплуатации,

¹ Увеличение срока между ревизиями должно быть санкционировано заводом и Энергоуправлением.

и в случае неясности в отношении причин дефектов и способов их устранения запросить завод о дополнительных указаниях, после чего составить план ревизионных работ, учтя в нем также предположительные работы по замене изнашивающихся деталей на основании опыта предыдущих ревизий;

2) произвести проверку защиты турбины, проверить плотность регулирующих клапанов парораспределения и клапана автоматического затвора свежего пара;

3) снять статические характеристики регулирования скорости и давления турбины;

4) произвести промывку проточной части турбины;

5) проверить плотность вакуумной системы;

6) проверить работу обратных клапанов с электровоздействием и предохранительных клапанов, конденсатоотводчиков и специальной арматуры регенеративной установки;

7) произвести замер вибрации подшипников, если таковой не ведется систематически.

Проверочные работы, перечисленные в пп. 2 и 3, следует повторить после ревизии не только для оценки качества планово-предупредительного ремонта, но и для того, чтобы внести необходимые исправления в сборку узлов, если это окажется необходимым согласно результатам проверки.

При остановке турбины для ревизии следует снять кривую выбега с тем, чтобы сопоставить ее с аналогичной кривой, которую надлежит снять после ревизии, во время проверки действия защиты турбины до включения ее в сеть.

Промывка проточной части турбины перед ревизией должна производиться несколько отличным путем, чем указано в § 143 применительно к промывкам во время эксплуатации.

Отличие заключается в том, что после снижения температуры пара и работы турбины при наиминишей температуре в течение одного-полутора часов отключают турбину и немедленно вслед за этим прекращают подачу охлаждающей воды к промывочному устройству. При таком методе остановки турбины происходит интенсивное охлаждение цилиндра и ротора и резко сокращается время, необходимое для остывания цилиндра перед его разборкой. Кроме того, облегчается отворачивание гаек, крепящих горизонтальный разъем цилиндра, так как фланец охлаждается несколько быстрее, чем шпильки, благодаря чему уменьшаются затяг гаек.

При остановке турбины следует прекратить подачу пара к уплотнениям незадолго до полной остановки ротора, приняв одновременно меры к тому, чтобы к моменту прекращения подачи пара к уплотнениям давление в конденсаторе турбины было близко к атмосферному. В случае прекращения подачи пара к уплотнениям при наличии вакуума в конденсаторе через уплотнения турбины проходит значительное количество холодного воздуха, интенсивно охлаждая втулки уплотнений, что вызывает их сжатие. Между тем вал турбины, имея более высокую температуру, препятствует этому сжатию. В результате может произойти пластическая деформация втулок, которая скажется в ослаблении их посадки на вал.

После полной остановки турбины можно немедленно приступать к разборке внешней металлической обшивки части высокого давления, к снятию всех измерительных приборов, которые установлены непосредственно на турбине. Однако масляную систему не следует разбирать еще в течение 12—18 часов после остановки с тем, чтобы иметь возможность первые четыре часа проворачивать ротор с помощью валоповоротного устройства непрерывно, а затем один раз каждые 30 минут на 180°. Для ускоренного охлаждения ротора до разборки масляной системы рекомендуется прокачивать масло через подшипники, держа открытыми водяные задвижки на маслоохладителях.

§ 114. Ревизия переднего блока

Общие указания. Разборка переднего блока должна начинаться со вскрытия крышки корпуса подшипника, так как за исключением блока золотников регулятора скорости все прочие механизмы маслонабжения и регулирования, собранные в переднем блоке,

связаны между собой внутренними маслопроводами, которые должны быть отсоединены для выемки из блока масляного насоса, сервомотора или редуктора. Перед вскрытием крышки корпуса подшипника снимается тахометр и его приводной валик.

Для разборки регулятора скорости и блока его золотников необходимо предварительно снять приспособление для изменения числа оборотов, отсоединив от него качающийся рычаг, связывающий пружину приспособления с муфтой регулятора; затем снимаются рычаги блока золотников и отбалчивается люк на передней стенке корпуса подшипника, через который проходит валик качающегося рычага муфты регулятора скорости. После этого снимают верхнюю боковую крышку подшипника и приступают к разборке регулятора скорости, который вынимается вместе со своим корпусом.

Сервомотор клапанов регулирования вынимается из переднего блока после разборки его шарнирных соединений, снятия горизонтального рычага и зубчатой рейки.

§ 115. Редуктор

После вскрытия переднего блока производится осмотр состояния зубчатых зацеплений главного редуктора и червячной пары привода регулятора скорости.

Зубцы главного редуктора должны быть осмотрены у ножки с помощью подшипничного стекла, с тем чтобы своевременно обнаружить усталостные трещины, которые могут появиться в случае длительной работы турбины с вибрацией.

Незначительные следы выкрашивания на поверхности зубцов в рабочей зоне еще не являются признаком неудовлетворительной работы зацепления и не могут служить основанием для смены зубчатой пары, так как часто такого рода незначительное выкрашивание появляется вскоре после пуска в работу новой зубчатой пары и затем почти не прогрессирует, не препятствуя нормальной работе зацепления в течение многих лет.

В нормально работающем зубчатом редукторе легкие следы наработки должны распространяться по всей ширине на рабочей поверхности зубцов. По характеру наработки можно судить о качестве взаимной прически ведомого и ведущего колес и в случае односторонней наработки следует изменить установку корпуса редуктора, добиваясь полной параллельности осей обоих колес.

При проверке редуктора следует убедиться, что не ослабла посадка зубчатых колес (или ступицы ведомой шестерни с упруго-подвижным ободом) на валу.

Проверяется также целостность роликовых подшипников вала редуктора и осевой разбег в них, который не должен превышать 0,2 мм.

В редукторе с упруго-подвижным ободом надлежит осмотреть плоские радиальные пружины, связывающие зубчатый обод со ступицей. При наличии трещин в этих пружинах они подлежат замене, причем новые пружины должны плотно входить в пазы ступицы (под ударами молотка). При наборке пага из новых пружин следует обращать внимание на то, чтобы пружины плотно прилегли друг к другу по высоте и не имели острых замков и подрезов в местах закрутлений при переходе к утолщенной части, вставляемой в пазы ступицы и обода.

Пружины изготавливаются заводом из стали марки 60С2А, но, как показал опыт работы зубчатых редукторов, эти пружины, так же как и плоские пружины муфты между масляным насосом и редуктором, могут изготавливаться и из других марок рессорной стали, причем твердость их не должна превышать — 40 единиц по Роквеллу.

Для тщательного осмотра деталей зубчатого редуктора ведомая шестерня вместе с валом может быть вынута из своего корпуса без разъединения последнего от корпуса переднего блока, чтобы не изменить положения оси редуктора при повторной установке его на место.

Для выемки ведомой шестерни с валом редуктора из корпуса переднего блока, а также и ее обратной заводки без удаления ротора обины из цилиндра, следует отсоединить консольную часть вала с бойками редуктора безопасности, после чего развернуть редуктора с ведомой шестерней на 180°. И при обратной сборке переднего консольного ца вала следует индикатором проверить отствие «боя» конца вала.

Если зубчатая пара заменяется новой или заводится новый комплектный редуктор, сборка и установка его производится следующим образом.

Запасные шестерни редуктора поставляются в комплекте с уже расточенными посадочными механизмами. Однако могут быть случаи, когда перед

Для выемки ведомой шестерни с валом редуктора корпуса подшипники при наличии ротора турбины изъять переднего подшипника на фланце у передней и должна быть выфрезеровка.

посадкой шестерен на валы необходима расточка отверстий в ступицах. При этом требуется строгая выверка установок шестерен на стайке, причем биение как по радиусу, так и по торцевой поверхности не должно превосходить 0,02 мм. Эта же величина допуска относится как к конусности, так и к эллиптичности расточки.

Коническая расточка ступицы ведомой шестерни должна быть проверена по следам краски, наносимой весьма тонким слоем на конусный конец вала редуктора. Поверхность конуса в случае необходимости должна быть прирабрана (шабровкой подвергается внутренняя поверхность втулки).

После посадки ведомой шестерни на вал и сборки редуктора в корпусе на своих подшипниках следует проверить индикатором биение по ободу, которое не должно превышать 0,06 мм.

При замене только зубчатой пары без вскрытия цилиндра турбины посадку ведущей шестерни на вал турбины следует произвести после сборки редуктора в корпусе переднего блока, предварительно не заводя центровочные прокладки между корпусом редуктора и подошвой корпуса переднего блока. Эти прокладки, определяющие межцентровое расстояние шестерен, подводятся под корпус редуктора после посадки ведущей шестерни на вал турбины и после определения необходимой их толщины во время прицентровки редуктора.

В случае замены комплектного редуктора (включая корпус) установка его в переднем подшипнике и прицентровка к ведущей шестерне производится таким образом, чтобы обеспечить боковой зазор в зацеплении в пределах 0,17—0,25 мм и совпадение торцевых плоскостей обеих шестерен. При правильно установленном редукторе показания ватерпаса расположенного на нитках червяка на валу редуктора (вдоль оси) и затем на зубцах ведущей шестерни должны быть практически одинаковы. Линейка, приложенная к торцевой поверхности любой из шестерен, должна лежать на торцевой плоскости второй шестерни или быть удалена от нее на одинаковое расстояние по всей длине линейки. Проверка совпадения или параллельности торцевых плоскостей обеих шестерен с помощью линейки производится путем приложения ее по обе стороны от вала и проверки расстояния от линейки до торцов шестерни с помощью щупа.

В случае тщательно проведенной вылеку заанными способами установки редуктора по-

следует краски следы всей д

Пр тора п тах с времяа провер ности (фиксир корпус штифте Пос корпус жду ни чине эт ствующ няемая ния зав

Для ности у через н следует зубцов с не расп поверхн сколько новочны разверт торый п оценке х иметь в в сторон в приложе Поэтому стоять от

Надле дуктора г после пр сколько ч бы внесен тора или, мый корр мал. Знач контрольн необходим соса.

В прак необходим ного зубчат тора. В эт штерни дол ине на одн концов шес

следующая проверка зацепления зубцов по краске обычно дает хороший результат, т. е. следы краски распределяются равномерно по всей длине и высоте зубцов.

Предварительная установка корпуса редуктора производится на четырех отжимных болтах с легким поджатием крепящих болтов на время производства контрольных замеров и проверки зацепления. Убедившись в правильности сопряжения зубчатых колес, следует зафиксировать положение корпуса редуктора в корпусе переднего блока двумя установочными штифтами.

После этого по четырем углам подошвы корпуса редуктора измеряется расстояние между ним и днищем переднего блока и по величине этих зазоров изготавливается соответствующая металлическая прокладка, выполняемая обычно из двух половин, для облегчения заводки ее на место.

Для окончательного суждения о правильности установки редуктора в переднем блоке, через несколько часов после работы турбины следует ее остановить и обследовать состояние зубцов обеих шестерен. Если следы наработки не распространяются на всю ширину рабочей поверхности зубцов, то редуктор следует несколько повернуть вокруг одного из двух установочных штифтов, пересверлив или пройдя разверткой отверстие для второго штифта, который после этого подлежит замене. При оценке характера наработки зубцов следует иметь в виду, что торцевые края зубцов с обеих сторон несколько скошены, чтобы исключить приложение нагрузки на ослабленные края их. Поэтому следы наработки зубцов должны отличаться от их краев на 5—8 мм.

Надлежит все операции по установке редуктора производить настолько точно, чтобы после проверки работы зацепления через несколько часов работы турбины не требовалось бы внесения исправлений в установку редуктора или, в худшем случае, чтобы необходимый корректирующий разворот был весьма мал. Значительный разворот редуктора после контрольного осмотра может повлечь за собой необходимость пересцентровки масляного насоса.

В практике эксплуатации может оказаться необходимым только замена одного подвижного зубчатого обода ведомой шестерни редуктора. В этом случае при сборке ведомой шестерни должно быть обращено особое внимание на одновременность прилегания верхних концов шести пакетов плоских пружин, плотно

сидящих хвостовой частью в пазах ступицы, к рабочей стороне шести пазов зубчатого обода. При этом с нерабочей стороны между пазами в зубчатом обode и пакетом пружин должен быть зазор 1—2 мм.

Если касание имеет место не по всем пакетам пружин одновременно, то опиловкой рабочей стороны пазов в подвижном обode добиваются одновременности касания.

Следует также обратить внимание на наличие зазоров по обе стороны двух предохранительных шпонок между зубчатым ободом и ступицей в положении, когда обод прижат к пружинам рабочей стороной пазов. Эти зазоры по обе стороны каждой из шпонок должны быть равны $3 \pm 0,25$ мм.

После сборки подвижного зубчатого обода со ступицей и двумя боковыми центрирующими кольцами следует убедиться в наличии угловой подвижности обода без излишней его слабости. Радиальный зазор между кольцами и ободом должен быть 0,04—0,06 мм. Такой же величины должен быть и осевой зазор между ободом и кольцами с тем, чтобы исключить зажатие обода.

На турбинах типа ВК-100-2, как указывалось ранее (см. § 32), имеют место преждевременный износ и поломки зубцов редуктора, основной причиной которых является трудно устранимая пульсация ротора высокого давления на масляной пленке опорных подшипников.

Однако, учитывая, что длительность работы редукторов на различных турбинах колеблется в широких пределах, можно считать установленным, что условия работы редуктора могут быть различными.

Если во время ревизии турбины нет возможности сменить редуктор старой конструкции на новый (см. фиг. 37), то рекомендуется произвести следующие проверки, могущие обнаружить причины, способствующие ускоренным повреждениям редуктора. Если зазоры в опорных подшипниках не соответствуют указанным в табл. 10, то пульсации ротора будут иметь повышенную амплитуду. Если нет возможности перезалить вкладыши и правильно их расточить, то рекомендуется уменьшить верхний зазор до величины, указанной в таблице, путем незначительной шабровки плоскости разреза вкладыша (и его обоймы для переднего вкладыша). Усиленной пульсации способствуют неправильная работа пружин соединительной муфты и плохая центровка между роторами высокого и низкого давления.

Если соответствующие дефекты обнаружатся при ревизии, то их надлежит устранить.

Особенно большое влияние на пульсацию ротора, как это установлено экспериментально, имеет небаланс ротора высокого давления. Может иметь влияние также небаланс ротора низкого давления и ротора генератора. Путем балансировки с помощью грузов, укрепляемых под болтами соединительных муфт, за несколько пусков можно достичь уменьшения пульсации ротора.

Ухудшают условия работы редуктора также сработка или большой люфт в опорном и опорно-упорном роликовых подшипниках вала ведомой шестерни, а также неправильная сборка упруго-подвижного обода ведомой шестерни, в результате которой окажется затрудненной подвижность обода (заклинивание боковыми щеками).

Однако наиболее радикальным мероприятием является смена редуктора на новый, требующая выполнения работ, указанных в § 32. Смена редуктора должна производиться под руководством персонала завода.

§ 116. Масляные насосы

Муфта масляного насоса. При разборке масляного насоса, после его отсоединения от переднего блока, снимается муфта, сидящая на ведущем валу с незначительным натягом, порядка 0,05—0,07 мм.

Муфта передает валу насоса вращающий момент с помощью двух шпонок. Для снятия полумуфты ее ступицу необходимо слегка разогреть.

Конец вала под муфтой не должен носить никаких следов износа или наработки. То же самое относится и к шпонкам между валом и муфтой. Если следы наработки имеются, то это свидетельствует о недостаточном натяге в посадке муфты на вал. В этом случае шпонки подлежат замене на новые и при сборке после ревизии насоса натяг между втулкой муфты и валом должен быть восстановлен до указанной выше величины (путем замены муфты, хромировки поверхности вала и т. п.).

Если насос снабжен муфтой пальцевого типа, то следует снять пальцы, проверить их состояние и при необходимости сменить латунные втулки с внешней нарезкой, которые надеваются на пальцы.

Если насос снабжен упругой муфтой с пружинами пластинчатого типа, то следует обратить внимание на то, чтобы следы легкой нара-

ботки имелись на концах всех пружин и чтобы соответствующие следы были на рабочей стороне пазов коронки в той части муфты, которая надевается на вал редуктора. Если это не имеет места, то обе части муфты должны быть надежны на общую круглую оправу с двумя различными диаметрами, имитирующую оба вала, с тем, чтобы обе части муфты оказались собранными соосно. Затем производится проверка одновременности касания всех пакетов плоских пружин с рабочими поверхностями пазов в коронке ведущей части муфты. В случае необходимости производится опиловка рабочей поверхности пазов до тех пор, пока не будет достигнуто одновременное участие в работе всех пакетов пружин.

Если же при сборке обеих половин муфты на оправе будет установлена одновременность касания всех пакетов пружин и пазов коронки, но имеются следы наработки в пазах или на пружинах, то это свидетельствует о неудовлетворительной центровке насоса и редуктора, и необходимые исправления в центровку должны быть внесены при повторной установке насоса на место.

К центровке насоса, при наличии муфты с пластинчатыми пружинами, предъявляются повышенные требования, так как опыт эксплуатации этих муфт показал, что неудовлетворительная центровка вызывает поломку плоских пружин. Несовпадение осей насоса и редуктора при центровке не должно превосходить 0,05 мм. При проверке состояния муфты с пластинчатыми пружинами должно быть обращено внимание на состояние двух предохранительных шпонок между ведущей и ведомой частями муфты.

Шпонки должны сидеть плотно в своих пазах. Зазор по обе стороны шпонок при касании пружинами рабочей стороны пазов в коронке ведущей части муфты должен составлять $1 \pm 0,25$ мм.

Во время ревизии муфты все пружины должны быть вынуты из пазов и осмотрены для выявления трещин. При установке новых пружин действительны указания, сделанные ранее применительно к плоским пружинам между зубчатым ободом и ступицей ведомой шестерни редуктора.

В настоящее время завод применяет более совершенный тип гибкой муфты между масляным насосом и редуктором — муфту со звездной пружиной (см. фиг. 21).

Для разборки этой муфты необходимо предварительно снять крышку переднего блока, ра-

зобрать корпус муфты и вынуть пружины, не снимая масляного насоса. Разборка корпуса муфты требует снятия болтов двух вертикальных стыков между цилиндрической частью корпуса, состоящего из двух половин, и его обеними торцевыми крышками.

После этого торцевая крышка со стороны насоса отодвигается вплотную к насосу и вслед за ней, также в сторону к насосу, отодвигаются обе половины корпуса, которые выходят из замка в торцевой крышке со стороны редуктора. После этого цилиндрическая часть корпуса удаляется, и можно вынуть пружину, состоящую из четырех секторов, вставленных между зубцами обеих половин муфты.

При ревизии этой муфты следует обратить внимание на характер наработки зубцов и пружин, которая должна быть очень незначительной. Проверяется чистота маслоподводящих отверстий малого диаметра, имеющихся в полумуфте, надетой на вал насоса.

Торцевая крышка корпуса муфты со стороны насоса имеет предохранительный замок в виде четырех зубцов, входящих во впадины на втулке муфты. Когда муфта собрана, то по обе стороны зубцов замка должны быть зазоры около 3 мм. При повороте ведущей половины муфты в направлении вращения валов при вынутых пружинах все зубцы предохранительного замка должны касаться боковых сторон впадин во втулке муфты одновременно. В практике эксплуатации за последние годы было отмечено несколько случаев поломкизмеевидных пружин муфты масляного насоса. Причина этих поломок заключается в том, что твердость пружин была чрезмерно велика. После отпуска твердость пружин не должна превышать 350—400 единиц по Бринелю. (При указанной твердости обычный напильник оставляет следы на пружине.)

Зубчатый масляный насос. Сняв крышку насоса, вынимают одновременно все три его шестерни, заметив предварительно их взаимное положение по меткам, выбитым на торцах зубцов.

Посредством внешнего осмотра зубцов устанавливается состояние шестерен, причем если у основания зубцов наблюдаются разрушения кавитационного характера, ослабляющие прочность их или прочность втулки шестерни (особенно в том месте впадины, где проходит шпоночный паз), то шестерни должны быть заменены запасными.

Вынув стопорные винты гаек, фиксирующих шестерни на валах в осевом направлении,

отворачивают гайки и снимают шестерни для освидетельствования состояния шпонок.

Стопорные винты должны крепить гайки к валу (а не к шестерне), причем как гайки, так и стопорные винты должны быть утоплены по отношению к торцевым поверхностям шестерен и надежно зачеканены с тем, чтобы при работе насоса они не задевали за его корпус и ни при каких обстоятельствах не могли вернуться.

Если шпонки между шестернями и валом имеют следы наработки, то они подлежат замене. При сборке насоса после ревизии при заворачивании гаек на вал перед их застопориванием следует убедиться, что ведомые шестерни не зажаты и могут слегка повернуться для правильного спаривания с ведущими шестернями.

Осмотр корпуса производится с целью обнаружения кавитационных разрушений. Они могут иметь место на торцах против ведущей шестерни. Если они обнаружены, следует проделывать в корпусе небольшую канавку, соединяющую зону, поврежденную кавитацией, с камерой нагнетания насоса.

Втулки валов шестерен осматриваются без выпрессовки из корпуса. Втулки имеют две продольные канавки для подвода смазки. Они не должны носить следов «натягивания» баббита. Если зазор между втулками и валами лежит в пределах от 0,1 до 0,15 мм, то, как правило, состояние втулок при осмотре оказывается хорошим. Зазоры большие и меньшие одинаково неблагоприятны для работы опор.

Зазоры в зацеплении и между шестернями и корпусом указаны в приложении 3.

Винтовые насосы. Сняв крышку насоса, до выемки винтов из корпуса, следует убедиться в наличии меток, указывающих взаимное положение винтов между собой и относительно корпуса насоса. Если такие метки не будут обнаружены, то их следует нанести на поверхности, не участвующих в трении. То же самое относится к подпятникам ведомых винтов.

После выемки винтов насоса следует обратить внимание на следы наработки на их рабочих поверхностях. Местные следы наработки могут быть следствием неточностей профиля или же результатом попадания твердых частиц вместе с маслом. Местные следы наработки зачищаются нафилем с последующей зашлифовкой тонким оселком.

Необходимо также убедиться в нормальной работе подпятников, воспринимающих осевое

усилие винтов. Следы наработки, распределенные не по всей окружности подпятника ведущего винта, свидетельствуют о неперпендикулярности торцевой поверхности подпятника оси ведущего винта. Этот дефект должен быть исправлен путем шавровки наработанного места с последующей проверкой прилегания пяты ведущего винта к подпятнику по краске и по следам наработки.

Если во время эксплуатации насоса наблюдался повышенный нагрев подпятников, обнаруживаемый прикосновением руки к передней торцевой крышке корпуса насоса, то следует во время ревизии несколько увеличить радиальный зазор между пятами винтов и подпятниками, доведя его до 0,15—0,2 мм на диаметр для ведущего винта и до 0,12—0,17 мм для ведомых винтов.

Следует также проверить состояние баббитовой заливки расточек под винты в корпусе насоса. При наличии следов попадания с маслом твердых частиц или местных следов наработки баббита можно произвести зачистку шавбером соответствующих мест, не распространяя шавровку на большую поверхность, чем это вызывается необходимостью, с тем чтобы не изменить радиального зазора между винтами и корпусом.

При обнаружении следов от попадания твердых частиц с маслом надлежит принять все меры к уплотнению масляной системы, к ее тщательной очистке и промывке.

Сборка винтового масляного насоса, особенно первой конструкции, которая отличается тем, что крышка насоса имеет внешнее фланцевое соединение, выступающее из переднего блока, требует особой тщательности, чтобы исключить протечку масла через это соединение во время работы турбины.

Если в период эксплуатации насоса наблюдалась течь масла через фланцевое соединение или по шпилькам, то необходимо во время ревизии тщательно принабить поверхности фланцев крышки и корпуса и собранный без винтов насос опрессовать маслом при давлении 20 кг/см² для проверки плотности фланцевого соединения.

После подготовки деталей насоса к сборке (после тщательной промывки, протирки, продувки чистым воздухом, обмера и заполнения формуляров) в корпус насоса одновременно опускаются (в вертикальном положении насоса) все три винта, причем надлежит следить за тем, чтобы не была повреждена баббитовая заливка корпуса.

Рекомендуется также и нижеисследуемый способ поочередной разборки и сборки винтов, который имеет то преимущество, что можно выяснить состояние винтов, не снимая насоса с переднего блока.

Открывают передний торцевой лючок корпуса насоса и удаляют подпятники ведомых винтов, затем снимают с помощью съёмника, представляющего собой захват с нажимным болтом, кольцевую пяту ведущего винта, сидящую с незначительным натягом и связанную с концевой частью винта шпонкой. После этого можно, вращая, вынуть из корпуса насоса оба ведомых винта, что даст возможность с помощью зеркала и небольшой переносной лампы осмотреть внутреннюю расточку насоса и состояние винтов.

Передний торцевой лючок насоса ставится на бумажной прокладке, промазанной тонким слоем шпательной или бакелитового лака. То же относится к фланцу крышки корпуса насоса, причем категорически запрещается применение в качестве прокладочного материала бумаги или картона с толщиной, превышающей 0,25 мм.

Закрывать корпус насоса первоначальной конструкции следует при горизонтальном положении фланца. Важно убедиться в чистоте отверстия 3 мм для отвода газов и воздуха из верхней части внутренней полости насоса и в наличии соответствующего этому отверстию выреза в бумажной прокладке.

Во время обтяжки крепления крышки насоса следует для достижения большей плотности поставить семь временных болтов в свободные отверстия, которыми насос крепится к переднему блоку. Затяжку гаек разъемов рекомендуется производить от середины к краям, т. е. начиная от вертикальной оси крышки. По окончании обтяжки крышки проверяются величина осевого разбега ведущего винта и легкость вращения винтов от руки.

Гайки болтов и шпильки, крепящих как крышку, так и насос к корпусу переднего блока, должны быть колпачковыми. После закрепления масляного насоса на корпусе переднего блока надлежит еще раз проверить затяжку гаек, помня, что фланцевое соединение крышки и корпуса должно быть абсолютно плотным.

Корпус винтового насоса, выпускаемого заводом с 1950 г., имеет крышку, входящую внутрь корпуса переднего подшипника. При установке этой крышки необходимо обратить внимание на надежное законтропирование гаек, крепящих эту крышку.

Упл
сываю
пуса
н
без
уп
ность
фланц
лопоре
не
бол
жна
б
соедин
исключ
щих
е
пуса
н
Вни
Если
толчки
личия
н
соса
в
щем
м
но
пл
для
но
лиров
По
соса
м
пенос
имеет
нию
от
а)
рез
см
корпус
дает
н
б)
входе
кратн
образу
умень
масла
чем
д
15°
ме
в)
воздух
верхне
(экспа
рядка
Дл
винтов
насосо
При
у
кается
это
в
умень
тами
г
Нес
ность
и
ворачи

Уплотнительные поверхности фланцев всасывающего и нагнетательного патрубков корпуса насоса выполняются заводом плоскими, без уплотняющих буртов. Таковую же поверхность должны иметь примыкающие к этим фланцам поверхности стальных фланцев маслопроводов. Прокладка из бумаги толщиной не более 0,25 мм между этими фланцами должна быть вырублена по наружному диаметру соединения (с отверстиями под болты). Это исключает появление значительных изгибающих напряжений во фланцах чугунного корпуса насоса при затяжке болтов соединения.

Винтовой насос должен работать бесшумно. Если при его работе прослушивается треск и толчки, то это обычно является следствием наличия в масле воздушных пузырьков или присоса воздуха через неплотности во всасывающем маслопроводе. Он должен быть абсолютно плотен, так как присос воздуха недопустим для нормальной работы насоса и системы регулирования.

Повышенный шум при работе винтового насоса может быть также следствием усиленного пенообразования в масляном баке. Если это имеет место, надо принять меры к уменьшению образования пены, а именно:

а) выяснить по наблюдению за маслом через смотровые окна в сливных маслопроводах корпусов подшипников, какой из подшипников дает наиболее насыщенное воздухом масло;

б) проверить по температурам масла на входе и в сливе из подшипников, можно ли сократить поступление масла на подшипник, образующий пену. В случае возможности — уменьшить диаметр диафрагмы на подводе масла к этому подшипнику, однако не более чем до достижения перепада температуры в 15° между сливом и подачей масла;

в) устроить вытяжку масляных паров и воздуха из масляного бака, присоединив к верхней точке бака воздушный вентиль (экстаузер) и создав в баке разрежение порядка 50–100 мм вод. ст.

Для удобства ремонта баббитовой заливки винтовых насосов завод перешел на выпуск насосов со вставным сердечником (фиг. 39). При установке сердечника в корпус не допускается наличие натяга между ними, так как это вызывает после запрессовки сердечника уменьшение радиальных зазоров между винтами и расточками для них.

Необходимо обратить внимание на плотность посадки штифта, предотвращающего проворачивание сердечника.

§ 117. Регулятор скорости

Ревизия регулятора скорости (см. фиг. 61) состоит в проверке роликовых опор пружин регулятора, шарниров и сухарей угловых рычагов, в проверке шариковых подшипников валика качающегося рычага, муфты, ее хомута, пальцев и сухарей, связывающих муфту с качающимся рычагом, в осмотре подшипников вала регулятора, червячного колеса и передачи к тахометру. Для этой цели регулятор вместе с корпусом и качающимся рычагом вынимается из переднего блока после снятия приспособления для изменения числа оборотов, тахометра и рычагов, связывающих валик качающегося рычага с золотником регулятора. Для отсоединения болтов, крепящих корпус регулятора к переднему блоку, необходимо снять среднюю и боковую крышки блока и отсоединить торцевой лючок на передней стенке блока, через который проходит корпус шарикового подшипника валика качающегося рычага.

В первоначальной конструкции корпус регулятора скорости крепился к корпусу подшипника нижней опорой цилиндрической поверхностью через опорные подушки, и кроме того вертикальной стенкой, которая служит для крепления кронштейнов подшипников вала качающегося рычага.¹ Крепление вертикальной стенки осуществляется двумя горизонтальными болтами с установкой дистанционных шайб между стенкой регулятора скорости и стенкой корпуса подшипника. Так как эти шайбы различной толщины, то при сборке и установке их не на свои места — при обжатии болтов происходит перекося корпуса регулятора скорости. Обжатие после этого болтов крепления нижней опорной цилиндрической поверхности вызывает деформацию корпуса регулятора скорости.

В результате этого может произойти заедание вала регулятора во вкладышах вследствие нарушения их соосности или исчезновения радиального и боковых зазоров между червячной шестерней и червяком.

Создававшиеся вследствие такой неправильной сборки неблагоприятные условия приводили к поломкам корпуса регулятора скорости. От корпуса регулятора отламывался концевой подшипник, примыкающий к червячной шестерне.

¹ В 1953 г. завод приступил к выпуску турбин с измененной конструкцией корпуса регулятора скорости с одной плоской опорой в корпусе переднего блока.

стерне. Червячная шестерня и червяк оказывались сработанными и регуляторный вал погнутым.

Во избежание этого корпус регулятора следует устанавливать в такой последовательности: первоначально завести контрольные штифты между корпусом регулятора и нижней опорной поверхностью, убедившись, что они входят в опорную часть корпуса подшипника. Затем обжать болты крепления цилиндрической опорной части. Замерить расстояние в местах установки дистанционных шайб крепления вертикальной стенки. Убедиться, что толщина шайб соответствует произведенным замерам, после чего закрепить вертикальную стенку. Проверить наличие бокового зазора между зубцами червячной шестерни и нитками червяка в четырех положениях шестерни по двум взаимно перпендикулярным диаметрам. Эту проверку легко осуществить при вынутом роторе турбины. В этом случае отсутствие перекосов и заеданий определяется вращением регулятора за ведомую шестерню редуктора. Приведенная во вращение система продолжает двигаться по инерции.

Труднее провести проверку, если регулятор скорости вынимался по каким-либо причинам при закрытой турбине. В этом случае при показывании вала регулятора за грузы, за боковой зазор в червячной паре ошибочно можно принять перемещение шестерни на величину зазора между плоскими пружинами (дет. 16, фиг. 61) и шестерней и перемещение вала редуктора на величину зазора в упорном роликовом подшипнике.

Указанные выше повреждения корпуса и вала регулятора скорости могут быть также результатом заедания вала регулятора в своих опорных подшипниках вследствие загрязнения подшипников при очистке масляной системы путем прокачки масла после монтажа или капитального ремонта.

Важнейшими показателями правильности сборки и установки регулятора скорости являются следующие:

а) после затяжки всех болтов, крепящих корпус регулятора к корпусу подшипника, должны иметь место зазоры между червяком и червячным колесом (радиальный и боковой), указанные в приложении 3;

б) при тех же условиях что и в п. «а», вал регулятора скорости должен свободно проворачиваться в своих подшипниках. Зазор в подшипниках вала регулятора скорости должен лежать в пределах 0,15—0,20 мм.

Перекося корпуса регулятора скорости при затяжке болтов, крепящих его к подшипнику, особенно опасен тем, что может привести к исчезновению указанного зазора.

После окончательного закрепления корпуса регулятора необходимо проверить вручную легкость проворачивания редуктора, причем вращение его должно достигаться нажатием червячной шестерней на червяк, т. е. вращением вала регулятора скорости.

При первой обкатке регулятора на пониженных оборотах ротора (до 800 об/мин) рекомендуется вскрыть люк в крышке переднего подшипника и проверить на ощупь нагрев подшипника вала регулятора возле шестерни.

В некоторых случаях наблюдается сработка стяжных болтов пружин регулятора скорости. Сработка происходит вследствие того, что среднее и верхнее кольцо роликовой опоры, а вместе с ними и стяжной болт смещаются под действием центробежной силы настолько, что стяжной болт прижимается к нижнему кольцу и при перемещении срабатывается (фиг. 61).

Для того чтобы это смещение не превышало определенной величины, цилиндрическая обойма, крепящаяся шурупами к среднему кольцу, имеет выступы, которые должны не только препятствовать выпадению нижних роликов, но и частично перекрывать нижнее кольцо. В этом случае обойма ограничит смещение среднего и верхнего кольца ранее, чем стяжной болт дойдет до соприкосновения с нижним кольцом. Правильность сборки регулятора скорости и отсутствие перекосов и трений в сочленениях должны обязательно проверяться перемещением грузов при снятых пружинах регулятора скорости.

Надлежит особое внимание обратить на состояние пружин регулятора в месте расположения стяжки. Если будут обнаружены заметные следы истирания пружин и стяжки, то поврежденные детали подлежат замене.

Перед проверкой состояния роликовых опор, для чего необходимо удалить натяжные болты, следует измерить расстояние между крестовинами пружин и обращенной к пружинам плоскостью угловых рычагов, через которую проходят натяжные болты (зазор y на фиг. 61). Это расстояние должно быть выдержано при сборке после ревизии для того, чтобы восстановить натяжение пружин, требующееся для нормальной работы регулирования. При ревизии регулятора скорости надлежит измерить разбег вала регулятора в осевом направлении, зазоры в сухарях, между валом и муфтой, в

подшип
и зап
в ука
нии 3

П
стему
подво
вала
прока
дано
скор

§ 1
и регу

Из
так ж
регул
лебан
в пар

На
ней 1
(дет.
шпин

Пр

вания
ника
порш
ниями

За

золот

ления

Это н

бины,

вой ос

при за

новес

ствием

Ø 60

над по

В 1

частот

скорос

тельно

линка

тока (

чины,

период

меры .

колеба

золотн

частым

скини

вания.

Наи

золотн

подшипниках вала, между хомутом и муфтой и записать их в формуляр. Величина зазоров в указанных местах приводится в приложении 3.

При прокачке масла через масляную систему после ревизии рекомендуется отсоединять подвод масла от подшипников регуляторного вала и присоединять его вновь только после прокачки системы, чтобы предотвратить попадание грязи в зазоры подшипников регулятора скорости.

§ 118. Золотники регулятора безопасности и регулятора скорости. Ограничитель мощности

Избыточные трения в системе золотников, так же как и трения в других частях системы регулирования, приводят к периодическим колебаниям оборотов или нагрузки при работе в параллель с сетью.

Наиболее часты случаи трений между нижней частью золотника $\varnothing 45$ мм и буксой (дет. 10, фиг. 64) и трений в иглочатых подшипниках.

При нормальной работе системы регулирования давление под поршнем $\varnothing 105$ мм золотника $\varnothing 45$ мм равно $3,1 \pm 0,3$ кг/см² и над поршнем — близкое к этой величине с колебаниями $\pm 0,25$ кг/см².

Засорение одного из отверстий $\varnothing 2$ мм в золотнике $\varnothing 45$ мм приводит к снижению давления масла снизу и сверху поршня $\varnothing 105$ мм. Это не приводит к аварийной остановке турбины, но указывает на необходимость плановой остановки для очистки отверстия, так как при засорении второго отверстия $\varnothing 2$ мм равновесие золотников останется лишь под воздействием натяжения пружины под золотником $\varnothing 60$ мм и незначительного давления масла над поршнем $\varnothing 105$ мм.

В некоторых случаях наблюдается высокочастотная пульсация золотников регулятора скорости. Частота колебания золотников значительно выше частоты колебаний муфты регулятора скорости. Амплитуда колебаний золотника $\varnothing 60$ мм иногда достигает такой величины, что верхний запилец золотника $\varnothing 60$ мм периодически открывает слив масла из камеры IV (фиг. 64), вследствие чего начинает снижаться давление импульсного масла под золотником сервомотора, что сопровождается сильными колебаниями нагрузки и гидравлическими толчками в масляной системе регулирования.

Наиболее вероятной причиной пульсации золотников является их неустойчивость в по-

токе масла. Обычно эта неустойчивость заглушается наличием небольших трений между золотниками и буксами и в иглочатых подшипниках связи золотников с рычагом. В отдельных случаях силы неустойчивого состояния превышают силы трения, и создается пульсация золотников.

Это подтверждается тем, что появившаяся пульсация исчезает при изменении положения золотников смещением рычага (дет. 6, фиг. 64) вдоль своей оси или увеличением трения в иглочатых подшипниках.

Пульсация полностью ликвидируется установкой демпфера, односторонне связанного с рукояткой (27) золотника $\varnothing 60$ мм и не препятствующего его перемещению вверх при сбросе нагрузки.

Золотник регулятора безопасности. Масло от насоса под полным давлением 12 кг/см² поступает в камеру VII (фиг. 64) золотника $\varnothing 60$ мм и в камеру К (фиг. 63) под поршень масляного выключателя клапана автоматического затвора через четыре отверстия $\varnothing 4$ мм (А, фиг. 69) в буксе золотника регулятора безопасности. При неполном открытии окон А, их засорении или утечках масла, снижающих давление масла к золотнику $\varnothing 60$ мм или к масляному выключателю, возникнут неполадки в этой системе.

Масло к масляному выключателю поступает через отверстие, отлитое в передней стенке корпуса переднего подшипника, и далее, по трубке, присоединенной фланцем к корпусу подшипника в этом месте. Во фланце имеется кольцевая канавка, с которой соединяется отверстие, просверленное в стенке корпуса подшипника во внутреннюю полость последнего.

Эта канавка во фланце и отверстие в стенке выполнены для того, чтобы в случае неисправности фланца масло не вытекало на наружную поверхность стенки подшипника, а сливалось внутрь подшипника. Однако при установке толстой прокладки по наружному зеркалу фланца и отсутствии прокладки по внутреннему зеркалу фланца утечка может быть настолько большой, что давление под поршнем масляного выключателя упадет ниже 6,5 ат, автоматический затвор сработает и стопорный клапан закроется. Это фланцевое соединение требует тщательной сборки.

Если при расцеплении рычагов включения регулирующие клапаны закрываются, а при включении рычагов регулирующие клапаны не открываются, это может быть результатом заниженного положения золотника регулятора

безопасности или завышенного положения буквы, при которых создается частичное перекрытие золотников отверстий $\varnothing 4$ мм в буксе. То же самое может быть результатом частичного закрытия отверстий куском прокладочного материала или другим посторонним телом. В этом случае при расцеплении рычагов давление над поршнем $\varnothing 105$ мм золотника $\varnothing 45$ мм упадет, и давлением масла под поршнем $\varnothing 105$ мм золотник $\varnothing 45$ мм переместится на верхний упор. При этом камера X (фиг. 64) сообщится со сливом под золотником $\varnothing 45$ мм.

При включении рычагов и подъеме золотника регулятора безопасности масло через отверстия A (фиг. 69) начнет поступать в камеры VII, XI и VI (фиг. 64). Но камера XI соединена с камерами IX и X, а последняя открыта на слив. При полном открытии отверстий $\varnothing 4$ мм и отсутствии других утечек давление над поршнем $\varnothing 105$ мм (в камере VI) создается больше давления под поршнем $\varnothing 105$ мм, что переместит золотник $\varnothing 45$ мм вниз. Это вызовет открытие регулирующих клапанов. Если же отверстия $\varnothing 4$ мм открыты не полностью, то при наличии слива масла из камеры IX через два отверстия $\varnothing 6,5$ мм вниз, под золотник $\varnothing 45$ мм, над поршнем $\varnothing 105$ мм не может создаваться необходимого давления, и золотник $\varnothing 45$ мм останется на верхнем упоре.

При избыточном дросселировании масла в золотнике регулятора безопасности то же явление произойдет при опробовании дополнительной защиты. Когда при подъеме золотника $\varnothing 45$ мм откроется слив через отверстия $\varnothing 6,5$ мм, давление за золотником регулятора безопасности и над поршнем $\varnothing 105$ мм снизится до величины менее 3 кг/см^2 (нормально должно быть около $4,2 \text{ кг/см}^2$). В этом случае перемещение золотника $\varnothing 60$ мм вниз не может создать достаточного давления над поршнем $\varnothing 105$ мм, чтобы переместить вниз золотник $\varnothing 45$ мм. Последний останется на верхнем упоре, и регулирующие клапаны не могут открыться, несмотря на снижение числа оборотов, так как давление импульсного масла останется низким.

Потеря давления масла может быть также результатом протечек по фланцу присоединения корпуса золотников регулятора скорости к стенке корпуса переднего блока.

Ревизия блока золотников регулятора скорости обычно ограничивается разборкой шарнирных соединений рычагов, промывкой и очисткой игольчатых и шариковых подшипников,

выемкой золотников $\varnothing 45$ и $\varnothing 60$ из корпуса (после разборки рычагов и снятия нижней крышки корпуса), а также их промывкой и очисткой.

Износившиеся шарниры должны быть заменены. Если при ревизии игольчатых подшипников обнаруживаются отдельные поломанные иголки, то замене подлежит весь комплект иголок. На поверхности золотников и особенно на рабочих кромках заплечиков не должно быть следов износа. Диаметры заплечиков обмеряются с помощью микрометра, и если наблюдается их износ, который, как правило, является результатом наличия в масле твердых частиц, то необходимо заменить золотники запасными, помня, что замена производится комплектно с их буксами. Одновременно надлежит принять меры к уплотнению масляной системы, так как при работе на чистом масле детали регулирования не подвергаются износу.

На поверхности золотников не должно быть рисков. Если риски имеются, то поврежденные места осторожно зачищаются с тем, чтобы снять неровности на цилиндрической поверхности, не увеличивая зазора между золотником и буксой.

Очищенные и промытые золотники должны перемещаться в буксах без трения, но и без слабину. Промывке золотников и корпуса ЗРС должно быть уделено особое внимание. Промывка должна производиться чистым керосином, протирка после промывки — мягким обтирочным материалом с подрубленными краями.

Тонкой проволокой с подслупоющей продвухой сжатым воздухом должны быть очищены сверления малого диаметра, имеющиеся в золотнике $\varnothing 45$ и в корпусе. Для лучшей очистки сверления золотника $\varnothing 45$ можно вывернуть нижнюю пробку центрального сверления золотника.

Если при эксплуатации турбины наблюдалось изменение давления на поршнем $\varnothing 105$ золотника $\varnothing 45$, то это является следствием внутренних протечек из камеры X (см. фиг. 64) из-за повышенного зазора между нижней частью золотника и стаканом или из-за эксцентричного положения стакана относительно оси золотника. В связи с этим при замене золотника $\varnothing 45$ следует обращать внимание на одинаковость зазора между нижней частью золотника и стаканом. Положение стакана в корпусе должно быть замаркировано с тем, чтобы при сборке после ревизии поставить его правильно.

Верхний запечник золотника $\varnothing 60$ должен перекрывать нижнюю кромку проточки в буксе на 1,4 мм в случае, если червячная шестерня регулятора посажена жестко на вал. Если шестерня связана с валом упруго, с помощью плоских пружин, то на нижней кромке верхнего запечника золотника делаются треугольные запылы так, чтобы острие запыла было ниже проточки в золотнике на 0,5—0,6 мм.

Перед сборкой, после ревизии, следует проверить, что корпус ЗРС тщательно очищен от отложений масляного шлама. Нижняя крышка корпуса ЗРС и вертикальный фланец, которым блок золотников крепится к передней стенке корпуса подшипника, должны быть собраны настолько плотно, чтобы исключить даже незначительные наружные протечки масла. Вертикальный фланец должен быть по всей своей поверхности тщательно пришабрен к соответствующей поверхности стенки подшипника, чтобы полностью исключить перетекание масла между отверстиями на фланце. Перед сборкой фланцы промазываются шеллаком или бакелитовым лаком, причем наносимый слой должен быть настолько тонким, чтобы при обжатии фланца лак не выдавливался в отверстия, так как частицы лака, уносимые маслом, могут закупорить отверстия малого диаметра и нарушить работу системы регулирования.

На фланец корпуса допускается установка прокладки из бумаги не толще 0,1 мм.

При ревизии ограничителя мощности следует проверить состояние червячной передачи, убедиться в отсутствии заеданий в перемещающихся частях (особенно в направляющей и ограничивающей ход шпонке), проверить хорошую подвижность камней в горизонтальном рычаге регулятора скорости и убедиться в правильном действии электроконтакта, закрепленного на камнях.

§ 119. Сервомоторы и рычаги парораспределения

После снятия рычагов парораспределения (горизонтальный рычаг снимается вместе со шпонкой) и отсоединения через люки и крышку корпуса подшипника внутренних маслопроводов (напорного и импульсного масла, слива из сервомотора в систему смазки и манометрических трубок) можно вынуть сервомотор, совместно с рычагами обратной связи, из левого отсека переднего блока.

Разъединив рычаги обратной связи и сняв нижнюю крышку сервомотора, можно вынуть

его поршень и шток и освидетельствовать состояние поршневых колец, стенок цилиндра, направляющей втулки и штока. Натертые или поврежденные места зачищаются.

Проверяется чистота отверстий для удаления воздуха. Если при работе турбины отмечается недостаточная чувствительность золотника, то следует проверить соосность отверстия в верхней крышке над золотником и буксы золотника, так как при несоосности пружинна оказывает на золотник боковое усилие, повышающее трение между золотником и буксой.

При ревизии сервомотора должны быть проверены все шарниры рычажной системы обратной связи. При осмотре игольчатых шарниров рычагов парораспределения не допускается замена единичных иголок — замене подлежит комплект в целом.

§ 120. Парораспределение

Клапан автоматического затвора. Седла клапанов автоматических затворов устанавливаются в расточку парового корпуса с прессовой посадкой. Однако с течением времени наблюдается ослабление посадки сидел. Смятие посадочной поверхности происходит вследствие более быстрого разогрева седла по сравнению с корпусом клапана, особенно при плохом состоянии изоляции.

В обычных условиях работы клапана избыточное давление пара направлено сверху вниз и прижимает седло к заточке корпуса клапана. Однако при неправильных действиях обслуживающего персонала могут образоваться значительные усилия, направленные в обратную сторону и выжимающие седло, тем более если его посадка в расточку корпуса ослаблена.

Это происходит в тех случаях, когда после остановки турбины, при закрытых регулирующих клапанах и клапане автоматического затвора, после закрытия главной паровой задвижки открывают дренаж (обеспаривание) из труб между главной запорной задвижкой и автоматическим клапаном ранее, чем будет открыт дренаж из перепускных труб к регулирующим клапанам. В этом случае давлением пара, сохранившимся в перепускных трубах, вследствие плотности посадки регулирующих клапанов седло клапана автоматического затвора выжимается из места своей посадки.

Усилие, действующее на седло, особенно в первоначальной конструкции клапанов (фиг. 49), получается настолько значительным, что, поднимая одновременно клапан, свободно сжи-

маст пружины затвора автоматического клапана. Если при этом дистанционная шайба (дет. 10, фиг. 52), ограничивающая ход клапана, имеет недостаточную толщину или вообще отсутствует, шток клапана может выбить специальную пробку, находящуюся в нижней стенке водяной камеры под корпусом колодки клапана. При сборке колодки автоматического затвора следует проверять наличие указанных шайбы и достаточность ее высоты.

В односедельных клапанах автоматического затвора (фиг. 50), в случае ослабления седла (13) в посадке, могут иметь место следующие явления. При полностью открытом клапане, небольших нагрузках и соответствующих расходах пара никаких ненормальных явлений не наблюдается. По мере увеличения нагрузки и расхода пара из седла, вследствие диффузорного эффекта начинают действовать выпирающая сила такой величины, которая может придать ослабевшее в посадке седло и приподнять его к клапану. При больших нагрузках и расходах пара уменьшение проходного сечения клапана приводит к повышению расселению пара и падению его давления за клапаном. При этом на клапане создается неуровновешенная сила, направленная сторону посадки, которая, преодолевая давление масла на поршень сервомотора (7), сдвигает клапан на седло, в результате чего прерывается доступ пара в турбину. Турбина при этом сбрасывает нагрузку, а генератор переходит на моторный режим. Если после этого отключить генератор и закрыть регулирующие клапаны ограничителем мощности или закрыть главную запорную паровую задвижку, то клапан автоматического затвора окажется разгруженным и под воздействием давления масла на поршень сервомотора мгновенно откроется полностью.

Во избежание всех вышеописанных явлений во время ревизии рекомендуется проверять посадку седел и, в случае обнаружения лабильности посадки, заменять седла запасными или нахромировать старые седла, а кроме того, проинструктировать зачеканку седел, как указано на фиг. 50. Для этой цели на седле отбивается фаска, на которую накладываются металлы перегородки паровой коробки в гире диаметрально противоположных местах на ширине по 100 мм.

На некоторых паровых коробках автоматических затворов турбин первых выпусков есть место случаи образования трещин на гребенной поверхности коробок в месте пере-

хода вертикальной стенки в горизонтальную перегородку, в которую запрессовывается седло. Обычно в этом месте под твердой коркой лития обнаруживалась литейная рыхлость и раковины. Трещины подлежат полному удалению путем вырубки и зачеканки. Вопрос о возможности дальнейшего использования такого корпуса должен решаться в каждом отдельном случае в зависимости от размеров дефекта.

Паровое сито, установленное в корпусе автоматического клапана, подлежит осмотру при капитальных ремонтах, так как оно иногда подвергается повреждению мелкими металлическими частицами (грат от сварки и пр.), уносимыми паром из котла и паропроводов. Эти частицы настолько набивают сито со стороны подвода пара в корпус, что зачеканяют 3-мм отверстия, и в сите в этом месте образуется выпучивание наружу, навстречу входу пара, так как начеканенная наружная поверхность увеличивается в размерах. Прорыв сита может привести к серьезным повреждениям прочной части турбины. Поэтому при обнаружении дефектов сита, в зависимости от размеров повреждения, оно подлежит исправлению или замене новым.

Поршень, шток и серьга (дет. 36, 39 и 40, фиг. 52) масляного выключателя должны иметь вполне определенный ход на величину шага зубцов кольца и втулки, причем в одном крайнем положении зубцы кольца должны приходиться точно против впадин между зубцами втулки, в другом крайнем положении зубцы кольца должны находиться точно над зубцами втулки. Эти крайние положения должны быть проверены и в случае необходимости зафиксированы установкой упорного штифта для упора рычага (дет. 24) в сторону «включения» и установкой втулки на шток для упора в крышку выключателя в сторону «выключения».

Несоблюдение этих условий может привести к поломке зубцов кольца и втулки или недопустимому трению между ними, неэквивалентно ручки (дет. 43) в серьгу, и следовательно, к тому, что клапан автоматического затвора при разгоне турбины не закрывается.

Если при срабатывании автоматического устройства наблюдается интенсивное выбрасывание масла по золотнику (дет. 33) и из воздушного и сливного отверстия в крышке корпуса сервомотора, то это является результатом отсутствия перекрытия между нижним регулирующим запялком золотника и отвер-

стием под п

Вы
больш
заплеч
часть,
12 кг/
частис
и даже
быстр
масло,
тора, к
ние в
по заз
Это
вой ко
Рей
рующи
подвер
лий по
дельны
лей кла
В и
а) с
54) и
(дет. 2)
б) с
разгру
винчива
клапана
в) п
входны
препятс
г) са
(дет. 5)
д) с
пане и
фиг. 54)
Если
папа, то
перепада
винчива
стойко,
ние за к
в камере
При
необходи
тяга как
клапана
него клас
ке колон
динениях
паровой с
ную сраб
дание соо

ствием в буксе для подвода и слива масла из-под поршня сервомотора.

Высота заплечика золотника должна быть больше высоты окон буквы на 0,20 мм. Если заплечик не будет перекрывать окон, напорная часть, находящаяся под давлением масла в 12 кг/см^2 будет иметь соединение со сливной частью. В последней создается переполнение и даже некоторое избыточное давление. При быстром закрытии клапана, при отключении, масло, выжимасемое из-под поршня сервомотора, не успевает слиться, создается давление в сливной камере и масло выбрасывается по зазору между золотником и буксой вверх.

Это масло, попадая на горячие части паровой коробки, может воспламениться.

Регулирующие клапаны. Регулирующие клапаны, находясь в паровом потоке, подвергаются воздействию значительных усилий переменного характера, приводящих в отдельных случаях к ускоренному износу деталей клапана.

В некоторых случаях наблюдается:

а) сработка поршневых колец (дет. 3, фиг. 54) и разработка гнезд для них в буксе (дет. 2);

б) сработка заклепок (дет. 7) соединения разгрузочного клапана со штоком и самоотвинчивание гайки (дет. 6) разгрузочного клапана;

в) поломка секторных шпонок (дет. 9), входивших в пазы в нижней части буквы и препятствующих вращению клапана на штоке;

г) самоотвинчивание основного клапана (дет. 5) по резьбе гайки (дет. 4);

д) сработка резьбы на разгрузочном клапане и на сидящей на нем гайке (дет. 6 и 8, фиг. 54).

Если имеет место самоотвинчивание клапана, то оно обнаруживается по повышению перепада давления пара на клапане; при отвинчивании его во время работы турбины настолько, что клапан садится на седло, давление за клапаном становится равным давлению в камере колеса скорости.

При ревизии клапанов разгруженного типа необходимо проверять наличие надежного натяга как в резьбовых соединениях основного клапана и в чашках разгрузочного внутреннего клапана, так и в подвеске штока к рамке колонки. Наличие люфта в резьбовых соединениях может при нестабильном характере паровой струи через клапан вызвать постепенную сработку резьбы и последующее повреждение соответствующих деталей.

Кроме сработки поршневых колец вследствие пульсации клапанов в потоке пара, могут быть поломки колец при установке клапана в клапанную коробку.

Перед опусканием клапана в клапанную коробку следует предварительно приподнять шток и клапан до упора и заесть между отбойным зонтиком (дет. 15) и буксой деревянный клин. Этот клин удаляется после установки крышки клапана на клапанную коробку.

При опускании клапана без этого мероприятия шток и клапан опускаются настолько, что верхнее поршневое кольцо выходит за пределы гайки (дет. 4) клапана.

После того как клапан сядет на седло, при дальнейшем опускании крышки и буквы, спружинившее и сместившееся в заточке буквы поршневое кольцо попадет на верхнюю кромку гайки и при натяжке шпилек крышки будет поломано.

Кольца при поломке или сработке подлежат замене. При отсутствии запасных колец может быть допущена временная работа с одним кольцом или кольцами, выточенными из материала 25Х2МФА без нитрации их поверхности.

Мероприятием против отвинчивания клапана является его приварка к гайке в четырех местах по окружности, там, где сняты фаски на гайке для зачеканки верхней кромки клапана (фиг. 54). Зачеканка выправляется, и в этом месте производится сварка деталей клапана электродами типа ЦТ-7.

После приварки наложенный шов зашлифовывается заподлицо с поверхностью клапана.

В отдельных случаях наблюдается ослабление посадки диффузорных седел клапанов (дет. 17, фиг. 55), запрессованных в клапанную коробку с натягом 0,03—0,05 мм.

Смятие посадочных поверхностей происходит вследствие более быстрого прогресса седла по сравнению с клапанной коробкой при пусках турбин. Ослабление седел часто сопровождается явно слышимыми стуками в клапанной коробке во время работы.

В случае отсутствия запасных — ослабнувшие седла, по возможности, следует нахромировать для получения требуемого посадочного натяга. Во всех случаях обнаружения ослабления посадки седел их рекомендуется зачеканивать, для чего на наружной верхней поверхности седла протачивается фаска размером 3—4 мм, на которую зачеканивается материал тела клапана в месте посадки седла.

Стуки в клапане могут возникать также в результате отвертывания гайки на конце штока клапана (фиг. 54) из-за неправильной установки шпинта.

Нормально зазор между шайбой (дет. 12) и сферическим колцом (дет. 11) должен быть 0,05 мм. При обнаружении большого зазора следует его довести до нормального установкой дополнительной шайбы под гайкой (дет. 13).

При наличии большого уноса солей с паром из котла наблюдается интенсивный разрыв клапанных коробок в верхней части под крышкой, против выступающей части буквы. Пар, попадая в этот тупик, вращается, и твердые частицы солей, отброшенные центробежной силой, истирают тело клапанной коробки. Глубина выемки в отдельных случаях достигала величины 15—18 мм. Наварка выступающих вертикальных ребер хотя и препятствует о некоторой степени вращения пара в этом месте, однако разрыв все же наблюдается, и только улучшение качества пара значительно снижает или полностью прекращает разрыв клапанной коробки.

При глубоких разрывах может быть произведена заплавка поврежденных мест. Однако работа должна проводиться с соблюдением условий по заварке молибденовых и хромомолибденовых отливок, т. е. с применением соответствующих электродов, подогрева при наплавке, последующей термообработки и пр. значительный унос солей из котла приводит к разрыву и других деталей, омываемых паром. Так, наблюдался разрыв диффузорных лепестков на небольшом расстоянии от места посадки клапана. Это указывает, что при некоторых открытиях клапана паровой поток не идет по форме диффузора и отрывается от его стенок, а затем, вновь расширяясь, бьет в лепестки диффузора, разрывая и сбавывая с места твердыми частицами солей. Этот износ бывает не кольцевой, а односторонний, т. е. вследствие перекоса клапана потоком пара и образования неравномерной по высоте щели между клапаном и седлом. В результате этого поток пара отклоняется от оси диффузора в одну сторону, чем можно объяснить местный, односторонний характер повреждений.

В потоке загрязненного пара происходит также ускоренный износ рабочих поверхностей лепестков сопел и лопаток направляющего парата колеса скорости.

Основным мероприятием против износа яв-

ляется улучшение качества пара и питательной воды котлов.

Колонки боковых клапанов снимаются до вскрытия цилиндра, так как горизонтальный рычаг, закрепленный в колонке, препятствует разборке и подъему крышки цилиндра. При снятии колонок, после их отбалчивания, необходимо разобрать соединение штоков клапанов от скользящих рамок, расположенных внутри колонок. После этого колонки снимаются вместе с рычагами клапанов. Верхние клапаны удобнее разбирать после того, как будет снята крышка шпиндра.

Для выемки клапана необходимо предварительно снять крышки клапанных коробок. Внутренняя поверхность клапанных коробок тщательно осматривается для обнаружения износа или порок металла, могущих отразиться на прочности коробки, подвергающейся действию пара высокой температуры. Затем производится обмер буквы и штока клапана. В случае значительного увеличения зазора или наличия натиров штока и буксы заменяются новыми.

Операция выемки и установки новой буксы производится следующим образом. В местах посадки буксы в крышку клапанной коробки букса быстро и значительно разогревается газовой горелкой, заводимой в отверстие буксы (температура должна соответствовать темно-красному калению). Разогревается сначала один конец буксы, потом другой.

В результате этого нагрева букса совершенно ослабевает и букса вываливается из крышки. Разогрев буксы надо производить быстро, чтобы предотвратить значительный нагрев крышки клапанной коробки.

Установка новой буксы производится при разогретой крышке клапанной коробки и охлажденной во льду буксы. Надо настолько нагреть крышку и охладить буксу, чтобы букса без усилия вошла на свое место, так как если при сборке букса заест в промежуточном положении, то выемка буксы для повторной заводки может привести к ее порче.

При ревизии клапана проверяется состояние уплотняющих поверхностей клапана и седла и производится их взаимная притирка для достижения полной плотности. Плотность надлежит проверить перед пуском турбины в эксплуатацию. Притирка производится самым мелким наждачным порошком или пастой ГОИ.

Замеряется ход малого (разгрузочного) клапана и сравнивается с замером после пре-

дыдуше изменил его, и надо по основному порчей, и верх работы Поэтом дует, т. п. пасной

Дол. стояние При зм сменить уставав

Рев проверк передач Перед взаимнс кулачко после р

При вого ва то, что лачков которая как инканы ро смазки «1-13» (ГОСТ 120—13) всех итс шпинки

При не на с шей рей мене ро или ролик) пр новые — Материя

След бронзовы лачковы приводя иин рей

Поло клапаной кой кор штифта ределять фланцы

дыдущей ревизии. Если ход малого клапана изменился, это свидетельствует о повреждении его, и клапан должен быть разобран. Однако надо при этом иметь в виду, что разборка основного клапана обычно сопровождается его порчей, так как резьбовое соединение нижней и верхней частей клапана после длительной работы обычно не поддается развинчиванию. Поэтому приступать к разборке клапана следует, только имея в своем распоряжении запасной клапан.

Должно быть обращено внимание на состояние поршневых колец и канавок для них. При значительном износе канавок необходимо сменить буску. При незначительном износе устанавливаются новые кольца.

Ревизия кулачкового вала заключается в проверке состояния роликовых опор, реечной передачи, рычагов и тяг к боковым клапанам. Перед разборкой необходимо точно заметить взаимное положение элементов передачи от кулачкового вала к клапанам с тем, чтобы после ревизии обеспечить правильность сборки.

При сборке после ревизии опор кулачкового вала необходимо обратить внимание на то, что стаканы роликовых подшипников у кулачков двух верхних клапанов имеют лыску, которая должна быть обращена кверху, так как иначе клапаны не смогут закрыться. В стаканы роликовых опор и в масленки для густой смазки закладывается консистентная смазка «1-13» (ГОСТ 1631-42) или «констаин» УТ-1 (ГОСТ 1957-43) с температурой каплепадения 120—130° С. Эта же смазка используется для всех игольчатых роликовых и шариковых подшипников системы парораспределения.

При ревизии рейки надо обратить внимание на состояние роликов каретки, удерживающей рейку в зацеплении с шестерней. При замене роликов (в случае износа спинки рейки или ролика) спинка рейки («беговые дорожки») припиливается, а ролики вытачиваются новые — несколько увеличенного диаметра. Материалом для роликов служит сталь 45.

Следует обратить внимание на состояние бронзовых втулок каретки, охватывающих кулачковый вал. Односторонний износ втулок, приводящий к увеличению зазора в зацеплении рейки с шестерней, — недопустим.

Положение колонок верхних регулирующих клапанов (фиг. 55а) по отношению к клапанной коробке не фиксируется контрольными штифтами; правильное положение должно определяться совпадением рисок, нанесенных на фланцы клапанной коробки и крышки.

При неправильной установке колонок с поворотом крышки вокруг своей оси, который допускается зазором между шпильками и отверстиями для шпилек в крышке, осевая образующая кулака (дет. 11) не совпадет с осевой образующей ролика (дет. 8), и кулак прижмется к одной из щек приводных рычагов (дет. 26) регулирующего клапана. Избыточные трения между кулаком и рычагом вызовут качения системы регулирования и парораспределения и повышенный износ деталей.

При установке парораспределения поворот кулачкового вала должен вызывать последовательное открытие регулирующих клапанов с некоторым опережением начала открытия последующего клапана по отношению к полному открытию предыдущего клапана. Правильность открытия клапанов определяется следующим образом.

Ослабляется натяг пружин клапанов, после чего кулачковый вал поворачивается на полное закрытие клапанов. В этом положении кулаков, при подъеме рычагов вручную, ролик должен отходить от соответствующего кулака на небольшую величину порядка 0,25—0,30 мм. При большом отставании ролика от кулака клапан не будет иметь полного открытия и, следовательно, полного расчетного пропуска пара. Это вызовет повышение перепада давления на клапане.

Если барабан с делениями для показания поворота кулачкового вала ослаб в своем креплении, при сборке парораспределения рейка может быть неправильно сцеплена с шестерней на кулачковом валу.

При сцеплении с запаздыванием открытия клапанов, последний клапан не откроется полностью при полном ходе сервомотора и турбина не разовьет полной мощности при понижении параметров свежего пара или ухудшении вакуума. Это может быть обнаружено по большому перепаду давления пара на последнем клапане и избыточному ходу сервомотора на холостом ходу машины.

Регулирующие диафрагмы. На холостом ходу турбины, при закрытии регулирующей диафрагмы и закрытом дренаже из трубопровода отбора пара в конденсатор, в камере отбора должно создаваться давление не менее 10 ата в отборе 8—12 ата и не менее 2,0 ата в отборе 1,2—2,5 ата. Если указанное давление не создается, то, следовательно, имеются избыточные протечки, которые могут привести к разгону турбины при сбросе нагрузки, в случае если обратные клапаны по

какой-либо причине не закроются. Если указанное давление не создается в камере отбора 8—12 *ата*, следует проверить закрытие окон регулирующей диафрагмы при крайнем положении сервомотора на закрытие, а также отсутствие избыточных зазоров между поворотным кольцом и диафрагмой и, в случае необходимости, произвести исправление. Недостаточное давление в камере отбора будет иметь место, если:

а) все окна не закрываются на одну и ту же величину и

б) часть окон не закрывается на какую-либо величину.

Для этого необходимо произвести следующие проверки:

а) снять обойму с диафрагмы фиг. 59 и на ободе диафрагмы и поворотного кольца нанести метки, фиксирующие их взаимное положение при крайних положениях сервомотора на полное открытие и полное закрытие;

б) вынуть диафрагму и поворотное кольцо на собранную и установленную в горизонтальное положение на стеллаже диафрагму наложить поворотное кольцо;

в) проверить плотность прилегания поворотного кольца к диафрагме и, если требуется, произвести пригонку;

г) проверить торцевой зазор между поворотным кольцом и покрывающим кольцом, который должен быть в пределах 0,30—0,35 мм;

д) снять половины покрывающего кольца, совместить метки (п. 2), соответствующие полному закрытию сервомотора, и проверить закрытие окон в диафрагме;

е) если получить полное закрытие всех окон перемещением поворотного кольца не удастся, то в наименее выгодном его положении отогнуть те окна, которые остались не закрытыми, и ширину оставшихся щелей и в этом положении произвести новую маркировку положения кольца по отношению к диафрагме;

ж) если все окна частично остаются открытыми на одну и ту же величину, то следует переместить поворотное кольцо в такое положение, при котором окна будут полностью закрытыми, и сделать метку, фиксирующую новое положение;

з) исправление отдельных незакрывающихся полностью окон произвести наплавкой металла электросваркой на стенках окон диафрагмы, после чего места наплавки зачистить;

и) для того чтобы увеличить угол поворота кольца в сторону закрытия всех окон, следует дать возможность поршню серво-

тора опуститься ниже, для чего установить прокладку между нижней крышкой и корпусом сервомотора или уменьшить высоту опоры на нижней крышке штока сервомотора.

Перемещение поршня сервомотора на 1 мм соответствует перемещению поворотного кольца на радиусе расположения окон около 1 мм.

При этом следует проверить, не препятствует ли покрывающее кольцо полному повороту поворотного кольца.

В регулирующей поворотной диафрагмы фиг. 57 отбора низкого давления, при поршне сервомотора, находящемся на нижнем упоре, нижние паровпускные окна диафрагмы остаются частично открытыми для пропуска пара на последние ступени в целях их охлаждения.

Если при испытании на холостом ходу турбины, при положении поршня сервомотора на нижнем упоре, давление в камере отбора будет менее 2 *ата*, следует уменьшить открытие окон теми же способами, какие указаны для отбора 8—13 *ата*; при этом 1 мм увеличения хода поршня сервомотора вниз в сторону закрытия окон уменьшит их открытие на 0,38 мм по хорде на диаметре 1190 мм.

Если при включении регулирования отбора, при вращении маховика, перемещающего золотник переключателя, несмотря на снижение давления масла над золотником сервомотора, поворотное кольцо регулирующей диафрагмы не поворачивается на закрытие и над поршнем сервомотора не создается давление масла, это может быть результатом того, что при сборке золотника сервомотора кольцо из двух половин, вставляемое в верхнюю заточку золотника и ограничивающее ход золотника, поставлено ошибочно не в заточку, а над золотником, в результате чего золотник не может сместиться вверх и перепустить масло на поршень сервомотора.

То же явление произойдет при избыточной длине штока, толкающего золотник при быстром движении сервомотора на закрытие (дет. 20, фиг. 77).

§ 121. Вскрытие цилиндра. Ревизия проточной части

Для разбалчивания цилиндра необходимо разогреть шпильки в части высокого давления. Разогрев производится шестиставным болтонагревателем (см. § 130) или газовой горелкой № 6 и 7. В последнем случае разогрев шпилек производится осторожно во избежание местного разогрева фланца цилиндра. Отбал-

чивание шпилек без предварительного разореза недопустимо.

Подъем верхней половины цилиндра должен производиться без перекоса во избежание порчи вертикальных шпонок обойм. После вскрытия цилиндра контрольные шпильки, крепящие обоймы, заливаются керосином со стороны фланца; перед взведением стыка обойм выжидают некоторое время, чтобы сказались действия керосина. Верхние половины обойм поднимаются вместе с верхними половинками диафрагм. После этого можно произвести предварительный осмотр проточной части. Какие-либо замеры при этом бесполезны (за исключением особых случаев), так как цилиндр и ротор неравномерно прогеты и зазоры проточной части в связи с этим искажены. Эти зазоры должны проверяться, в случае необходимости, только после полного остывания турбины.

После разборки муфты производится выемка ротора, причем ротор должен быть так вывешен на кране, чтобы при подъеме его он сохранял строго то же положение, которое он имел, лежа в своих подшипниках. Для регулировки положения ротора при выемке его из цилиндра кроме подвижки подъемного крана пользуются регулировочными приспособлениями специального подъемного устройства, поставленного заводом и описанного в § 129.

Лопаточный аппарат. После выемки ротора производится очистка облопачивания от отложения котельного уноса. После промывки турбины перед ревизией (см. § 143) на облопачивании иногда остаются кремнистые отложения, не растворимые в воде и трудно удаляемые с помощью скребков.

Для очистки от них лопатки слегка нагревают открытым пламенем газовой горелки до температуры порядка 100—110°С, вследствие чего отложения отскакивают от лопаток и их удаляют без всяких затруднений.

После очистки ротор тщательно осматривают для обнаружения дефектов в лопатках, скрепляющих проволоках и их припайке к лопаткам и бандажной ленте.

Особенно тщательно надо проверить лопатки и скрепляющие проволоки последних ступеней.

Рекомендуется производить осциллографирование облопачивания ступеней, указанных в таблице приложения 6. Результаты испытаний следует сопоставить с данными предыдущих осциллографирований и с заводскими вибрационными характеристиками. В случае об-

наружения изменений или отступлений в частотах пакетов, выходящих за пределы допусков, необходимо выяснить причину отклонений и довести частоту до требуемых заводских норм. При отсутствии каких-либо явных дефектов — трещин, обрывов и т. п. частота может быть восстановлена перепайкой скрепляющих проволок, подпайкой бандажа, если более серьезные дефекты не потребуют полной замены пакета или лопаток в пакете.

Методика и аппаратура для осциллографирования подробно освещены в специальных руководствах.¹ При проведении осциллографирования особое внимание надлежит обратить на наличие свежих паспортов для контрольных камертонов или других отсчетчиков времени, частотомеров или звуковых генераторов, по частоте которых определяется путем сравнения частота вибрации пакетов лопаток (и дисков).

Диски. Необходимо осмотреть тело диска, края разгрузочных отверстий, втулку, а также состояние крепления лопаток на диске. В дисках, имеющих лопатки с Т-образным хвостом, надо тщательно проверить заделку замка. Следует также проверить зазоры между втулками дисков.

В случае обнаруженных односторонних натиров на втулках дисков рекомендуется проверить зазоры между втулками и плотность посадки дисков на валу. Последнее осуществляется для тяжелых дисков прослушиванием чистоты звука при обстукивании дисков, для легких же дисков — проверкой отсутствия качки при нажатии на диск вручную или рычагом.

Способы исправления дефектов лопаток.

1. В случае наличия загибов или небольших выбоин на кромках лопаток, происшедших от попадания в цилиндр инородных тел (стружка, окалина и т. п.), необходимо лопатки аккуратно выправить и зашлифовать надорванные кромки, так как эти места могут послужить началом для развития трещин.

2. При обнаружении трещин в лопатках и бандажах, обрывов скрепляющей проволоки, обрывов пайки или оборвавшихся головок в заклепках, удерживающих бандаж, в целях устранения повторения дефектов в последующей эксплуатации необходимо информировать завод и в сомнительных случаях проконсультироваться с заводом о способах ремонта.

¹ См. литературу в конце книги.

Завод собирает и систематизирует данные о повреждениях облопачивания и на основе анализа аварий лопаток одинаковых ступеней вносит коррективы в конструкции, если дефекты не вызваны недостатками сборки или производства.

3. В случае больших изъятий или при обнаружении на лопатках продольных или поперечных трещин необходимо лопатку или пакет заменить. Если запасных лопаток в наличии нет, то лопатка должна быть вырублена, но при обязательном условии, чтобы была вырублена лопатка и с противоположной стороны диска — во избежание нарушения балансировки ротора. Однако наличие просветов в венце рабочих лопаток нежелательно, так как они ведут к периодической неравномерности потока пара из направляющих аппаратов, что может вызвать вибрацию лопаток диафрагм и их поломку. Поэтому вырубленные лопатки должны быть в возможно короткий срок заменены новыми.

4. При обнаружении обрывов крепящейся проволоки или обрывов пайки нужно дефектные пакеты с лопатками вынуть, выпаять проволоку и, заменив ее новой, вновь тщательно запаять. Лишь при явно случайном появлении трещины в пайке можно ограничиться тщательной подпайкой, не снимая пакета с диска.

5. При обнаружении оборвавшихся заклепок в бандже надо тщательно припаять его к лопаткам (по предварительному согласованию с заводом — см. п. 2).

6. При обнаружении слабых заклепок в креплении вильчатых хвостов лопаток или лопаточного замка следует слабую заклепку удалить, разверткой пройти начисто дыру, не выходя из предельных размеров заклепочных отверстий, выточить по замеру заклепку с тугой посадкой и после установки тщательно заклепать или развальцевать с обеих сторон, а при сомнении в надежности замка — удалить его и заменить новым.

7. При обнаружении отсутствия зазоров между втулками дисков или отступлений от зазоров заводского паспорта нужно немедленно известить завод.

8. При значительном повреждении лопаток по всей окружности диска и отсутствии запасных лопаток приходится пускать турбину во временную эксплуатацию с разлопаченным диском. В этом случае надо обязательно набрать на диск промежуточные тела или оставить на ободе обрезанные до хвоста лопатки во избежание коррозионного повреждения про-

фильной части венца диска. Работа турбины с открытым пазом на диске не допускается. Кроме того, необходимо, вредно для наборки на диск новых лопаток, ограничить мощность турбины на величину мощности изъятых ступеней (см. приложение 5).

При пуске во временную работу ротора с разлопаченным диском следует обязательно оставить в турбине диафрагму данной ступени, чтобы не допустить перераспределения давлений по ступеням турбины, что могло бы привести к аварии предыдущей ступени.

Диафрагмы. При ревизии обе половинки каждой диафрагмы должны быть вынуты из перевернутых обойм цилиндра.

Необходимо тщательно очистить от накипи и налета направляющие аппараты и промыть их горячим конденсатом. Затем надлежит осмотреть внимательно направляющие лопатки, чтобы обнаружить возможный износ, трещины и вмятины.

Необходимо также проверить отсутствие прогиба в диафрагме и зазор по разему диафрагм. Следует выяснить, нет ли следов протечек пара на ободе и в горизонтальном стыке, осмотреть установочные штифты и лапки, убедиться, что диафрагмы лежат на всех штифтах, что штифты плотно сидят в диафрагмах, проверить посадку диафрагм в расточке цилиндра. Посадка не должна быть очень тугой, диафрагмы должны садиться в расточку под действием своего веса или легких ударов свинчатки.

Нужно установить, нет ли на поверхности диафрагмы следов задевания или трения об нее диска или других частей ротора, осмотреть уплотнения диафрагмы и убедиться, что пружинки не потеряли своей эластичности и что гребешки не сработались ни на валу, ни на сегментах уплотнительных колец.

Способы исправления дефектов диафрагмы. При обнаружении вмятин на кромок лопаток диафрагмы они должны быть осторожно выправлены. При наличии надрывов на кромок от попадания посторонних предметов поврежденные места должны быть аккуратно опилены. Если же повреждения значительны и затрагивают большое число лопаток, то диафрагму сменяют.

При обнаружении неплотности в горизонтальном стыке необходимо промерить установку диафрагмы на штифтах и лапках и в случае надобности произвести новую установку диафрагмы в обойме, доведя зазор в стыке до 0,10—0,24 мм.

Если пружинки уплотнений не работают (потеряли свою упругость), необходимо их сменить или, в крайнем случае, перевернув их, поставить на место обратной стороной; при смене пружинки надо проверить подвижность сегментов.

При обнаружении прогиба диафрагм и недостаточности осевых зазоров способ доведения зазора до нормы должен быть согласован с заводом.

§ 122. Уплотнения

При ревизии проточной части должны быть внимательно осмотрены уплотнения. Поврежденные сегменты уплотнений заменяются новыми.

Сегменты уплотнительных колец должны допускать легкий сдвиг в корпусе в радиальном направлении. Пружинки под сегментами заменяются, если они потеряли упругость.

Проверяется отсутствие ослабления посадки втулок уплотнений, которые должны сидеть на валу с натягом. Плотность проверяется обстукиванием и расшатыванием втулок, а также попытками сдвинуть втулки в осевом направлении на величину зазора между ними.

После укладки ротора в цилиндр производится проверка осевых и радиальных зазоров, требуемая величина которых указана в таблицах приложения 3. После укладки ротора в цилиндр производится тщательный замер зазоров в уплотнениях и в проточной части, причем замеренные величины заносятся в формуляр. Запись зазоров должна быть сделана после сдвига ротора в направлении потока пара в упор на рабочие колодки упорного подшипника и должна быть сопоставлена с паспортом зазоров, составленным при монтаже или при предыдущей ревизии. Такое сопоставление покажет, не произошло ли смещение ротора или прогиб диафрагм.

Наиболее трудоемкая работа по замеру зазоров — это определение радиальных зазоров в уплотнениях диафрагм, вследствие чего эту работу иногда во время ревизий не проводят. Между тем, эти зазоры имеют значение, так как при больших зазорах увеличивается осевое усилие и срабатывается упорный подшипник, с вытекающими отсюда последствиями.

Последней операцией перед закрытием цилиндра является центровка ротора по муфтам. Необходимо помнить, что при исправлении центровки по муфтам недопустимо большое смещение ротора в расточках для уплотнений.

При правильной установке цилиндров во время монтажа, при ревизиях следует ставить ротор concentрично по расточкам для уплотнений и, в случае необходимости, скорее отступить от точности сборки по муфтам, чем рисковать вызвать задевание в уплотнениях из-за значительной подвижки ротора.

В одноцилиндровых турбинах необходимая точность центровки по муфтам может быть достигнута за счет подвижки ротора генератора, допускающего значительно большие перемещения, чем ротор турбины.

Перед закрытием цилиндра горизонтальный стык промазывается специальной мастикой, состоящей из графита на вареном масле (олифе) — см. § 132. Мастика наносится на фланец рукой с тем, чтобы обнаружить и удалить твердые частицы, могущие попасть в мастику вместе с графитом.

Затяжка шпилек производится после разогрева их с помощью болтонагревателя. Методика затяжки шпилек с применением болтонагревателя изложена в § 130.

§ 123. Подшипники. Муфты

Нормальные следы наработки опорных вкладышей (в виде гладкой матовой поверхности) должны распространяться в направлении оси турбины на всю длину вкладыша, не достигая краев его на 5—10 мм. По окружности следы наработки должны быть расположены только на нижней половине, занимающая дугу длиной около 100 мм (25—30°). Надо избегать шабровки баббитовой заливки опорных вкладышей, так как для их нормальной работы необходимо, чтобы поверхность баббита была строго цилиндрической; между тем, шабровка может исказить правильную форму вкладыша. Поэтому шабрить вкладыш разрешается только на незначительную величину, если следы наработки захватывают часть опорной поверхности по ее краям. В этом случае следует проверить правильность установки вкладыша в расточке корпуса подшипника.

Проверка износа вкладышей производится скобами (см. фиг. 14), которые после снятия верхней половины вкладыша устанавливаются на нижней половине корпуса подшипника. Сработка баббита может быть определена также по увеличению верхнего зазора вкладыша. Зазор между шейкой вала и шаблоном измеряют супом и сравнивают с первоначальным зазором, набитым на скобе; при этом необходимо проверить, нет ли набоя в полусаках

или прокладках под подушками. В случае удовлетворительной работы системы смазки и хорошего состояния поверхности вала и вкладыша образование пленки масла под шейкой обеспечено, и износ вкладышей не обнаруживается.

Тщательно должны быть осмотрены также колодки упорных подшипников. При безупречной работе колодок на большей части поверхности баббитовой заливки должны быть заметны следы первоначальной шатровки. Следы работы (в виде матовой поверхности) должны занимать не более одной трети поверхности баббита в зоне тонкой части масляного клина по всей высоте колодки. Напряженность работы колодок, выражающаяся в расширении области матовой наработки и в наличии блестящих натигов, указывает на избыточное осевое усилие, которое в большинстве случаев является результатом повышенных радиальных зазоров в уплотнениях диафрагм.

Необходимо обратить внимание на то, чтобы колодки были поставлены на месте в том порядке, в каком они находились во время работы, для чего на них набиты номера.

Перед закрытием опорно-упорного вкладыша должен быть проверен осевой «разбег» (зазор) между упорным диском и колодками. Для этого рекомендуется точно измерить штанг-масом расстояние между торцевыми проточками во вкладыше, в которые устанавливаются кольца с упорными колодками, и затем микрометром — толщину упорного диска, колодок и колец.

По разнице этих величин судят о разбеге упорного диска между колодками и записывают его в формуляр. Разбег должен быть равен $0,6-0,8$ мм для опорно-упорного вкладыша $\varnothing 300$ и $0,8-1,0$ мм для вкладыша $\varnothing 360$.

При ревизиях турбин часто наблюдают наработку установочных колодок, объясняя ее иллическом «обратного» осевого усилия. В действительности причинами такой наработки могут быть следующие:

а) Недостаточный разбег между упорным диском и колодками. В этом случае между упорным диском и рабочими колодками образуется масляный клин, который развивает настолько большое давление, что упорный диск оказывает недопустимое усилие на установочные колодки, которые имеют площадь меньшую, чем рабочие колодки, и потому повреждаются. Работа с недостаточным осевым разбегом приводит также часто к тому, что тем-

пература масла в камере установочных колодок выше, чем температура масла в камере рабочих колодок.

б) В случае резкого уменьшения температуры свежего пара при работе турбины ВК-100-2 с большой нагрузкой ротор высокого давления в результате охлаждения быстро сокращается. Вследствие трения между пружинами и зубцами соединительной муфты, между роторами высокого и низкого давления установочные колодки упорного подшипника ротора низкого давления нагружаются тем же усилием, каким нагружаются рабочие колодки упорного подшипника ротора высокого давления. Так как несущая способность для последних больше, то поврежденными могут оказаться установочные колодки упорного подшипника низкого давления.

При производстве ревизии всех элементов масляной системы, омываемых маслом, в том числе корпусов подшипников и вкладышей, запрещается пользоваться для освещения открытым пламенем во избежание вспышки или взрыва масляных паров.

Должны быть приняты тщательные меры к недопущению загрязнения масляной системы во время ревизии. Открытые маслосопоруды или каналы для масла в подшипниках и вкладышах должны закрываться на время ревизии деревянными, плотно пригнанными пробками. Обтвочный материал должен иметь подрубленные края.

Гибкие муфты со змеевидной пружиной. При ревизии следует для чистки раздвинуть кожу и снять пружины.

Во время работы муфта является своеобразным сепаратором масла. В кожу муфты собираются шлам и грязь, которые откладываются центробежной силой к периферии ко-жу-ха, тогда как чистое масло вытекает из сливных отверстий ко-жу-ха, расположенных ближе к оси вращения.

Необходимо, кроме удаления грязи из ко-жу-ха, прочистить сливные отверстия и промыть и прочистить подводные продольные каналы для подачи масла, расположенные в ведущей полумуфте.

§ 124. Маслоохладители. Масляная система

Маслоохладители. Для проверки плотности трубок необходимо периодически производить гидравлическое испытание маслоохладителей. Давление создают с масляной стороны, причем незначительного его повыше-

ния над нормальным достаточно, чтобы найти неисправности.

Если необходимо экстренно включить маслоохладитель в работу, допускается временно заглушить неисправные трубки деревянными коническими пробками; однако при чистой поверхности маслоохладителя число выключенных трубок не должно превышать 10% от всего числа трубок.

Для возможности быстрого ремонта маслоохладителя рекомендуется иметь в запасе готовый пакет трубок с трубными досками.

Для чистки маслоохладителя с водяной стороны снимают крышку с верхней водяной камеры и крышку лаза на нижней водяной камере, после чего производят механическую или химическую чистку трубок, в зависимости от характера загрязнения. При отложениях органического характера применяется раствор хлорной извести. Накипь удаляется слабым раствором соляной кислоты.

Для чистки маслоохладителя с масляной стороны рекомендуется пакет трубок вынуть и опустить в ванну с кипящим трехпроцентным раствором тринатрийфосфата или трихлорэтилена. В последнее время успешно применяется промывка маслоохладителей дихлорэтаном. После очистки пучка трубок от шлама его надо тщательно промыть горячим конденсатом или горячим маслом.

Масляная система. Срок службы турбинного масла зависит не только от качества самого масла или условий его эксплуатации, но и от чистоты маслопроводов. Необходимо иметь в виду, что оставшиеся от отработавшего масла в трубопроводах продукты старения масла ускоряют в значительной степени старение свежего масла.

Необходимость смены масла определяется на основе регулярных анализов масла во время эксплуатации, которые производятся химической лабораторией электростанции.

После спуска масла вся система подвергается тщательному осмотру, особенно в отношении скопления шлама в маслопроводах, маслоохладителях и баках. По возможности вся масляная система, включая подшипники, разбирается. Те части системы, которые нельзя демонтировать, очищаются на месте стальными щетками вручную и промываются горячим маслом или растворителями (бензолом, трихлорэтиленом, бензанолом и т. п.). Перечисленные растворители выделяют ядовитые пары, а бензол весьма огнеопасен. Ввиду чего они требуют осторожного обращения и долж-

ны быть тщательно удалены после промывки ими системы.

Во многих случаях, однако, достаточно пропустить маслопровод горячим паром.

После первоначальной сборки при монтаже машину пускают на один-три дня, заполнив масляную систему маслом для промывки, которое потом спускается и заменяется свежим.

При ревизиях и капитальных ремонтах промывка заключается в том, что после чистки масляного бака и всей системы маслопроводов непосредственно перед подшипниками между фланцами устанавливаются муслиновые фильтры, чтобы предотвратить вкладыши и колочки от оставшейся после чистки в системе грязи. Масляный бак заполняют свежим маслом и включают масляный электронасос на несколько часов, меняя муслиновые фильтры по мере их загрязнения. Циркуляцию масла прекращают, когда фильтры перестают загрязняться, после чего их удаляют.

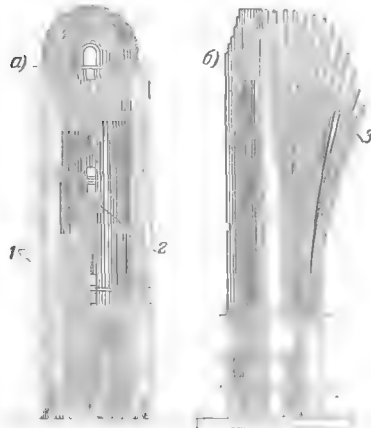
Хороший способ промывки масляной системы (после чистки) заключается в прокачке масла через масляную систему в течение нескольких часов помпою вкладышей. Для этого вкладыши поворачивают на 20—30° вокруг оси, чтобы масло попадало вместо вкладыша в пространство за опорной подушкой и сливалось в корпус подшипника. Предварительно перед промывкой от маслопровода должны быть отсоединены трубки подачи масла к подшипникам вала регулятора скорости, чтобы не загнать в них грязь (загрязнение этих подшипников с малыми зазорами приводило к авариям узла регулятора скорости). После промывки системы вкладыши поворачиваются на место. Преимущество такой промывки состоит в получении больших скоростей масла в системе, содействующих спуску грязи в бак. После промывки следует спустить стстой из нижней точки масляного бака.

Другой способ промывки масляной системы состоит в прокачке масла через временные перемычки от нагнетания на слив, минуя вкладыши. В этом случае грязь, оставшаяся в корпусах подшипников, будет смыта в бак в дальнейшем, когда масло будет пущено через вкладыши.

§ 125. Подогреватели

Подогреватели низкого давления. U-образные трубки подогревателей низкого давления лучше всего чистить при помощи пескоструйного аппарата, если накипь не подвергается действию растворителей.

При обнаружении протечки конденсата в паровое пространство необходимо сменить поврежденные трубки. Чтобы их найти, поступают следующим образом: снимают водяную камеру, оставляя трубную доску приболоченной к паровому пространству; затем паровое



Фиг. 160 Схема U-образных трубок подогревателей низкого давления

а — пучок трубок, вынутый из корпуса; б — распорки вынуты, перегородки сдвинуты к трубной доске, трубки раздвинуты деревянными брусками
1 — распорки; 2 — перегородки 3 — деревянные бруски

пространство заполняют водой под давлением. Другой способ состоит в создании вакуума в паровом пространстве при помощи пускового эжектора, обладающего большей производительностью, чем основной эжектор. Передвигая пламя над поверхностью трубной доски, можно легко найти неисправные трубки. Кроме того, если трубки подогревателя были наполнены водой, то после снятия крышки подогревателя поврежденные трубки оказываются пустыми.

Отметив концы лопнувших трубок, пакет трубок вынимают из корпуса подогревателя и устанавливают в вертикальном положении (фиг. 160). Удалив распорки каркаса, сдвигают перегородки в сторону трубной доски. Затем отводят при помощи деревянных брусков все трубы, мешающие доступу к концам лопнувшей трубки. Изогнутую часть лопнув-

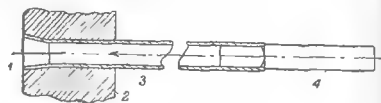
шей трубки срезают, оставляя небольшие прямые участки трубок. При помощи штыря с заплечиком (фиг. 161) выбивают оставшиеся прямые обрезки трубок на небольшую длину в сторону водяной камеры. Если трубка сидит в трубной доске свободно, ее вытаскивают за выступающий из доски конец; если же она сидит туго, то разверткой, несколько меньшей, чем наружный диаметр трубок, выбирают сидящий в доске участок и вытаскивают трубку в противоположном направлении.

Выколачивать трубку штырем с заплечиком в сторону пучка трубок не следует, так как трубка развальцована в доске на конус.

После установки новой трубки сперва производят цилиндрическую вальцовку, а затем развальцовывают трубку на конус.

В случае необходимости быстрого ремонта подогревателей и невозможности смены трубок, допускается временно глушить поврежденные трубки медными пробками.

Уплотнение стыков. Между фланцами корпуса и водяной камерой и на перего-



Фиг. 161 Штырь для выбивания трубок подогревателей

1 — конец трубки, развальцованный под конус; 2 — трубная доска; 3 — трубку выколачивать по стрелке; 4 — штырь для выбивания трубок

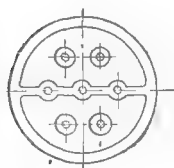
родках, отделяющих ходы воды подогревателей высокого давления турбин нормального давления, ставят прокладки из паронита марок «Л» или «У» (фиг. 162; см. § 133). Под гайки стяжных шпилек водяной камеры кладут клингеритовые шайбы, а на шпильки под шайбами наматывают асбестовый шнур, который ложится в раззенкованные отверстия для шпилек (фиг. 163).

Гидравлическое испытание. При каждой ревизии или после ремонта производится гидравлическое испытание подогревателя. Водяная камера и трубки подогревателей испытываются на двойное давление свежего пара перед стопорным клапаном турбины (для турбин нормального давления).

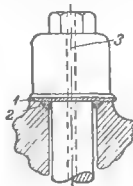
Паровое пространство испытывается на давление, вдвое превышающее давление рабочего пара, отбираемого к подогревателю (при давлениях пара ниже 7 кг/см^2). При давлениях

пара выше 7 кг/см^2 испытание производится на полторное давление рабочего пара плюс 3.5 кг/см^2 .

Ремонт подогревателей высокого давления. Перед ремонтом подогревателей высокого давления производится предварительная проверка плотности трубных систем подогревателя и охладителя дренажа (если он имеется). С этой целью трубные системы ставятся под давление при открытых отводах для опорожнения парового корпуса и кожуха охладителя. Течь из обоих отводов свиде-



Фиг. 162. Паронитовая прокладка для водяной камеры подогревателя в. д. турбины нормального давления



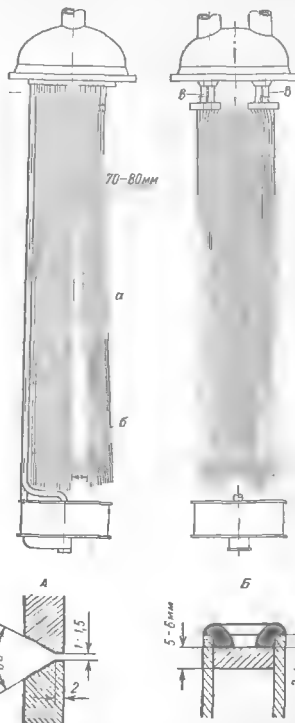
Фиг. 163. Уплотнение шпильки водяной камеры подогревателя в. д. турбины нормального давления
1 — прокладка из паронита; 2 — асбестовый шпур; 3 — отверстие для нагрева болта при затяжке

тельствует о нарушении плотности подогревателя или одновременно о нарушении плотности системы охладителя. Течь из отвода для опорожнения охладителя указывает на повреждение только охладителя.

При наличии течи трубная система демонтируется из корпуса подогревателя и устанавливается в вертикальном положении на специальную площадку для ремонта. Опорной поверхностью трубной системы служит фланец крышки, под которым должны быть проложены деревянные подкладки. Для определения места повреждения трубная система подогревателя ставится под давление, причем предварительно из нее удаляется воздух через один из клапанов защитного устройства.

В случае надобности производится необходимая разборка каркаса трубной системы, насколько это нужно для доступа к дефектным местам. После установления мест течи пучки трубок расклиниваются путем прокладки между промежуточными перегородками деревянных

брусков. Клинья не должны превышать размеров, указанных на фиг. 164. При расклинивании не разрешается упираться ломом в трубки



Фиг. 164. Ремонт подогревателей высокого давления типа БИП

а и б — деревянные распорные бруски; в — места отрезки на трубе промежуточного коллектора; А — подготовка патрубков промежуточного коллектора под сварку; Б — пробка для заглушивания трубок змеевиков

змеевиков. При осмотре устанавливается характер повреждения: разрыв по целому месту, свищ в сварном стыке, эрозийное разрушение вторичного порядка и т. п.

Участки трубок с первичными разрушениями должны быть вырезаны и отправлены для исследования в металлургическую лабора-

торию. Змеевики с вырезанными участками должны быть восстановлены путем сварки вставок из труб одинакового размера и материала. Сварку производят автоматической горелкой с присадкой проволоки марок I, I-A или II по ГОСТ 2246-43, производя предварительную зачистку стыкуемых труб.

В случае недоступности места повреждения для качественного ремонта змеевика из трубной системы удаляется целый пакет змеевиков путем отрезки промежуточных коллекторов от сборных в местах, указанных на фиг. 164. Для выемки пакета должна быть удалена опорная балка, поддерживающая центральную часть змеевиков. Приварка отремонтированного пакета к сборным коллекторам выполняется путем электросварки электродами Э-42 ГОСТ 2350-44, причем кромки труб подготавливаются под сварку, как показано на фиг. 164.

Укорочение патрубков промежуточных коллекторов при срезе дефектных участков компенсируется наплавкой металла или путем приварки вставок из углеродистой стали марки Ст. 4. При незначительном количестве дефектных змеевики могут быть заглушены в удобном для этого месте. Для глушения в конце трубки туго заводится пробка из стали марки Ст. 3 или Ст. 4 толщиной 5—6 мм, как показано на фиг. 164, и заваривается автогенном наложением не менее двух слоев шва. Поверхность трубки должна быть тщательно очищена. При сварке применяется проволока $\varnothing$ 3—4 мм тех же марок, что и при сварке змеевиков. При сварке из трубок должна быть удалена вода, так как парообразование не позволяет осуществить плотности в шве. Для удаления воды приходится прожигать отверстие в нижней петле змеевика, которое в последующем заваривается автогенной сваркой.

После ремонта трубная система подлежит опрессовке на давление, предусмотренное паспортом подогревателя.

Вшеприведенные данные о ремонте подогревателей в равной мере относятся к охлаждающей дренажа. Для ремонта производится разборка кожуха охладителя.

Устранение дефектов в стальном литье. Свищи в стальном литье устраняются путем тщательной очистки дефектных мест до металлического блеска и заварки их электродами марки Э-42 (ГОСТ 2350-44).

Для производства сварочных работ по ремонту подогревателей могут быть допущены лишь квалифицированные аттестованные сварщики. По окончании ремонта должен быть со-

ставлен подробный акт с указанием характера и мест повреждений и подробным описанием проведенных работ.

§ 126. Испарители

Для очистки трубок греющей секции испарителя от накипи из корпуса испарителя предварительно спускают воду. Затем в греющую секцию подают пар. После разогрева секции сверху на нее пускают холодную воду. При этом накипь растрескивается и падает на дно корпуса испарителя, откуда она должна быть удалена. Если накипь прочно пристала к трубкам, то ее удаляют путем механического соскабливания.

§ 127. Трубопроводы

Неподвижные и подвижные крепления трубопроводов должны находиться в безупречном состоянии, чтобы не подвергать трубы дополнительным напряжениям в эксплуатации. Ослабшие крепления должны быть подтянуты, чтобы исключить возможность появления вибрации трубопроводов, которая может передаваться на турбину или привести к разрушению самих трубопроводов и вызвать крупную аварию.

§ 128. Арматура

Особое внимание при ревизии должно быть уделено проверке плотности и общему ремонту арматуры. Неисправные и неподтятые задвижки, вентили и пр. могут явиться причиной крупной аварии или вызвать значительное затруднение в эксплуатации в случае невозможности изолировать аварийный участок установок или осуществить схему с обводом аварийного участка.

При ревизии должно быть проверено отсутствие перекосов, прикипания тарелок и погиба цитков; сальниковая набивка, смазочные графитовые или чугунные поршневые кольца должны быть проверены или сменены. В пружинных клапанах должны быть проверены пружины. Уплотняющие поверхности должны быть тщательно притерты мелким наждаком, стеклянным порошком с легким маслом или пастой ГОИ.

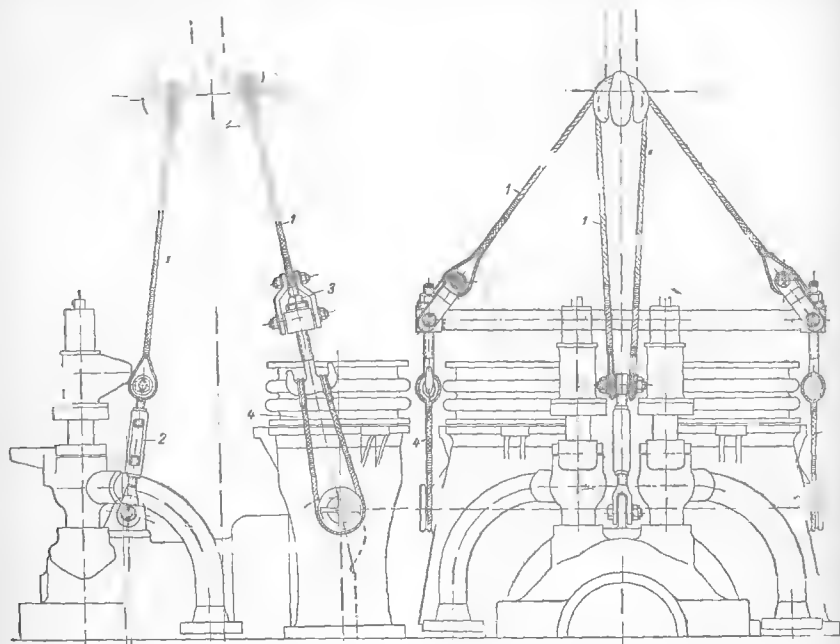
Желательно, чтобы кроме гидравлического испытания на плотность арматура была проверена на плотность под паром. В вакуумной арматуре должна быть проверена исправность работ воляного уплотнения.

Необходимо регулярно проверять исправность продувочных трубопроводов, расположенных перед обратными клапанами и запорными

ных половин цилиндров применяются направляющие колонки («свечи»), поставляемые заводом вместе с турбиной. Разборка цилиндра без применения «свечей» запрещается.

Чтобы извлечь из подшипников нижние по-

Запрещается подвешивать детали на рымах, которые не до конца резьбы ввинчены в отверстие. Если деталь имеет несколько отверстий для рымов, запрещается поднимать ее только за часть предусмотренных рымов.



Фиг. 166. Подъемное приспособление для крышки цилиндра
1 — тросы; 2 — регулирующий талреп; 3 — регулирующая гайка; 4 — тросы

ловины вкладывшей для осмотра или ремонта, в тех случаях когда ротор не вынимается, пользуются подъемным приспособлением, изображенным на фиг. 167. Это приспособление ставится на фланцы подшипника около шейки вала. Для выемки диафрагм применяется приспособление, показанное на фиг. 168. В более тяжелых диафрагмах на поверхности стыка имеются нарезанные отверстия для завинчивания рымов.

Каждая турбина снабжена двумя досками со специальными гаечными ключами и набором нормального инструмента для сборки.

§ 130. Горячая затяжка болтов и шпилек

Назначение горячей затяжки. Для затяжки фланцевых соединений цилиндров турбин и паровых коробов клапанов автоматического затвора применяются шпильки и

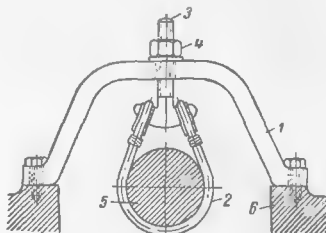
болты большого диаметра из легированной стали. Обычные механические способы затяжки фланцевых соединений являются недостаточными для обеспечения плотности этих узлов турбины.

Для затяжки шпилек и болтов большого диаметра завод применяет подогрев их в процессе затяжки. При подогреве шпильки и болты удлиняются за счет теплового расширения, что и обеспечивает легкое заворачивание гаек. После остывания в шпильках и болтах создается необходимое усилие, обеспечивающее плотность фланцевого соединения. Преимущество горячей затяжки заключается в возможности контроля затяжки, в отсутствии скручивающих напряжений в шпильках и болтах и в легкости затяжки без применения значительной физической силы.

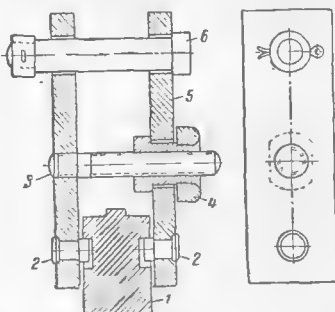
Подогрев шпильки или болта продолжают до тех пор, когда можно легко повернуть гайку на заранее установленную дугу (или угол), зависящую от рабочей длины шпильки или болта (см. размер l на фиг. 169). При затяжке болта размер l равен суммарной толщине обоих фланцев, а в случае шпильки — толщине одного лишь верхнего фланца. Удлинение болта или шпильки, на которое они должны быть растянуты при затяжке, принимается равным от 0,15 до 0,18% от рабочей длины l , причем верхнее значение относится к шпилькам диаметром 120 мм турбин высокого давления, а нижнее — к шпилькам и болтам меньшего диаметра турбин как высокого, так и нормального давления. Исходя из этой величины удлинения, подсчитывают угол или дугу дополнительного поворота гайки после того, как фланцевое соединение было предварительно обжато обычным способом без применения подогрева шпилек и болтов.

Предварительное обжатие холодным способом фланцевых соединений турбин высокого давления производится одним человеком с применением кувалды (см. ниже), а фланцевые соединения турбин нормального давления обжимаются предварительно без применения кувалды.

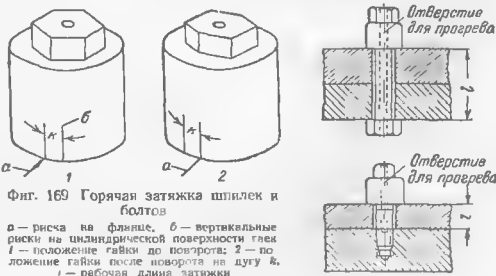
Для правильного подсчета угла поворота гайки необходимо также учитывать величину осадки мастики при остывании шпилек и болтов, как разности между толщиной слоя мастики после затяжки фланцевого соединения обычным способом и остаточной толщиной слоя мастики



Фиг. 167. Приспособление для подъема ротора и поддержки его при вытаскивании нижних половин вкладышей
1 — стойка; 2 — стальной трос; 3 — крюк с наваренным штоком; 4 — гайка; 6 — вал турбины; 6 — корпус подшипника

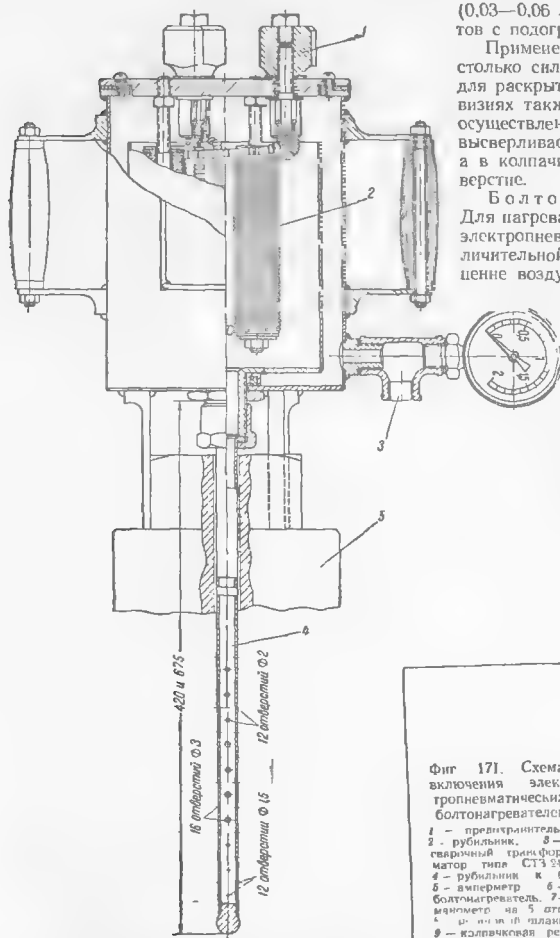


Фиг. 168. Приспособление для подъема диафрагм
1 — диафрагма; 2 — элементы приспособления, входящие в состав диафрагмы; 3 — шпилька с резьбой; 4 — гайка специальная; 6 — планки; 6 — валик или закрепления троса



Фиг. 169. Горячая затяжка шпилек и болтов

a — радиус на фланце, b — вертикальные риски на цилиндрической поверхности гайки
1 — положение гайки до поворота; 2 — положение гайки после поворота на дугу α , l — рабочая длина затяжки



Фиг. 170. Электропневматический болтонагреватель системы ЛМЗ

1 — медные зажимы; 2 — нагревательные элементы; 3 — тройник для присоединения воздушного шланга с пистолетом; 4 — распределительная трубка (длиной 420 или 675 мм); 5 — коллекторная таблица разогреваемой шпильки

(0,03—0,06 мм) после затяжки шпильки и болтов с подогревом.

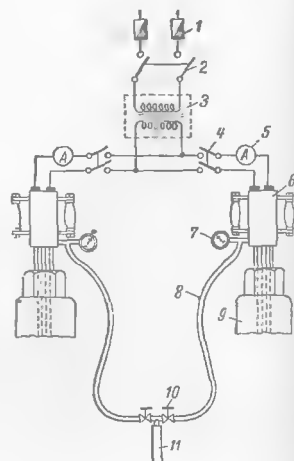
Применение горячей затяжки даст настолько сильный натяг болтов и шпильки, что для раскрытия фланцевого соединения при ревизиях также необходимо их нагревать. Для осуществления нагрева в шпильках и болтах высверливается внутренний продольный канал, а в коллекторных гайках делается осевое отверстие.

Болтонагреватели системы ЛМЗ. Для нагрева шпильки и болтов завод применяет электропневматические болтонагреватели. Отличительной особенностью их является применение воздуха в качестве промежуточного теплоносителя, благодаря чему предотвращается местный перегрев металла шпильки и болтов.¹

¹ Недостаток применения для нагрева болтов и шпильки газовых горелок с открытым пламенем или электрических нагревателей со спиралью или уголями для непосредственной передачи тепла излучением заключается в опасности местного перегрева металла с появлением внутренних напряжений, нарушением структуры и потерей прочности шпильки и болтов.

Фиг. 171. Схема включения электропневматических болтонагревателей

1 — предохранитель; 2 — рубильник; 3 — сварочный трансформатор типа СТЗ-54; 4 — рубильник к 6; 5 — амперметр; 6 — болтонагреватель; 7 — манометр на 5 атм; 8 — воздушный шланг; 9 — коллекторная рейка; 10 — вентиль; 11 — трубопровод самотага воздуха



Электропневматический болтонагреватель (фиг. 170) состоит из корпуса, в котором расположены два нагревательных элемента (всего 9 м нихромовой проволоки $\varnothing$ 2 мм). Элементы присоединены к двум наружным медным зажимам на крышке корпуса. Они рассчитаны на силу тока 70 а при напряжении 60 в. Элементы питаются от вторичной обмотки сварочного трансформатора типа СТЗ-24, который может одновременно питать два болтонагревателя. Нагреватель соединяется с трансформатором гибкими проводами сечением 16 мм² и длиной 6—10 м.

Корпус снаружи защищен от теплового излучения асбестовым картоном и заключен в футляр, снабженный деревянными рукоятками и тремя опорами, на которых болтонагреватель устанавливается на верхней плоскости колпаковой гайки. В корпус болтонагревателя через резиновый шланг $\varnothing$ 16/8 мм подается сжатый воздух, который нагревается в корпусе до 250—300° и выходит из нагревателя снизу через распределительную трубку. Трубка имеет по всей длине отверстия в стенке для выхода воздуха, а с конца закрыта. Для нагрева шпилек и болтов трубку болтонагревателя вставляют в их продольный канал.

Схема включения болтонагревателей показана на фиг. 171.

Инструкция по горячей затяжке болтов и шпилек

Затяжка горизонтального фланцевого соединения цилиндров турбин высокого давления.

1. Горячим способом затягиваются шпильки цилиндров диаметром 120, 76 и 52 мм. Перед затяжкой следует проверить чистоту внутренних каналов шпилек и продуть их в случае необходимости. Навернуть все гайки на шпильки и произвести предварительную затяжку стыка холодным способом, доведя поверхность фланцев до контакта и выжав излишнюю мастику. Предварительная затяжка производится одним человеком с применением гаечного ключа длиной 400 мм и кувалды весом 10—16 кг.

2. Зафиксировать после холодной предварительной затяжки положение колпаковых гаек, панася вертикальные риски на цилиндрической их части и проведя прямую линию на поверхности фланца от точки пересечения вертикальных риски с плоскостью разреза, как показано на фиг. 169.

3. Отмерить от вертикальной риски по окружности гайки в направлении против заво-

рачивания гайки дугу длиной K , согласно нижеприведенной таблице, и нанести на цилиндрической поверхности гайки вторую вертикальную риску, как показано на фиг. 169.

4. Привернуть к двум болтонагревателям те распределительные трубки, длина которых соответствует длине шпилек.

5. Продуть воздушную магистраль для спуска воды.

6. Привернуть резиновые шланги к боковым трубкам нагревателей и, плавно открывая вентили, установить перед каждым нагревателем давление воздуха равным 2 кг/см², руководствуясь показаниями манометров на тройниках.

7. Включить рубильники нагревателей для подачи тока к нагревательным элементам. Давление воздуха по истечении 1—2 мин. само возрастает до 2,8—3,0 кг/см² (в результате увеличения удельного объема при нагреве).

8. Установить нагреватели симметрично с обеих сторон цилиндра на гайки первых шпилек, считая от переднего блока турбины, и отметить время начала прогрева.

9. По истечении указанной в табл. 26 продолжительности нагрева повернуть ключом гайки на нагретых шпильках до совпадения второй вертикальной риски на гайке с прямой линией на поверхности фланца (фиг. 169).

10. Затем переставляют нагреватели на следующие шпильки и производят затяжку, как указано выше. При переходе на шпильки меньшего диаметра следует сменить распределительные трубки на более короткие.

Затяжка шпилек коробки клапана автоматического затвора производится аналогичным способом одновременно двумя нагревателями, устанавливаемыми на одном диаметре.

Отворачивание гаек. Перед отворачиванием гаек производится нагрев шпилек нагревателем в течение такого же времени, как

Таблица 26

Данные по затяжке шпилек большого диаметра фланцевых соединений турбин серии высокого давления

Размер резьбы шпилек, мм	Диаметр цилиндрической части гайки, мм	Поворот гайки		Время нагрева, мин	Место установки шпилек
		в доях окружности	дуга K , мм		
M120	180	1/11	50	30	Цилиндр
M76	115	1/12	30	20	"
M52	85	1/16	19	13	"
M76	115	1/12	30	20	Клапан автоматического затвора

и при затяжке, после чего гайка легко отворачивается ключом.

Особые указания.

1. Аккуратно обращаться с болтонагревателями, не подвергая их сотрясениям и ударам.

2. Во избежание перегорания нагревательных элементов включение электрического тока допускается только после подачи в нагреватель воздуха при вышеуказанном давлении.

3. Перед применением нагревателей реко-

мендуется проверить чистоту распределительных труб.

4. При прекращении подачи сжатого воздуха или при резком повышении давления перед нагревателем, что указывает на отсутствие протока воздуха через корпус нагревателя, следует немедленно выключить рубильник нагревателя.

5. По окончании затяжки шпилек надо сперва выключить ток и только после этого закрыть подачу воздуха.

Глава тридцать первая

ПРОКЛАДОЧНЫЙ МАТЕРИАЛ

§ 131. Прокладки и уплотнение масляной системы

Между фланцами маслосоединителей ставятся прокладки из плотной бумаги или картона толщиной 0,2—0,5 мм, смазанные растворенным шеллаком, бакелитовым лаком или, в крайнем случае, турбинным маслом.

Прокладки в корпусах главных червячно-винтовых или зубчатых насосов делаются из плотной бумаги толщиной 0,20—0,25 мм, смазанной растворенным шеллаком или бакелитовым лаком. Эта толщина прокладки дана в зубчатых насосах с правильным осевым зазором между зубчатыми шестернями и корпусом насоса.

Важно, чтобы этот зазор в зубчатых насосах был выдержан при повторных сборках, так как чрезмерный зазор влечет за собой уменьшение давления масла, а слишком малый зазор может привести к заклиниванию шестерни насоса и его поломке.

Во фланцевых соединениях корпусов золотников и сервомоторов также прокладывается прошепелаченная бумага толщиной 0,1—0,2 мм или поверхности соединяемых частей смазываются тонким слоем шеллака.

Стыки крышек подшипников и заточки маслосащитных колец промазываются шеллаком.

§ 132. Уплотнение фланцев цилиндра

Горизонтальный стык цилиндра ставится на мастику, состоящей из мелкого графитного порошка на вареном масле высшего качества и по консистенции соответствующей густым сливкам. Слой мастики наносится на поверхность фланца нижней половины цилиндра толщиной 0,2—0,5 мм. До изготовления мастики масло следует медленно проварить на небольшом огне до тех пор, пока оно не станет тя-

гучим и липким, а погруженная в него лучина начнет обугливаться.

В результате длительной эксплуатации корпус цилиндра иногда корчится и обнаруживается нарушение плотности в стыке. В подобном случае необходимо тщательно очистить шабером поверхности разъема и после опускания крышки определить шупами наличие и расположение зазоров в стыке.

В случае сильного коробления может потребоваться припловка и пригонка путем шаберки смежных поверхностей фланцев цилиндра. При сильном местном короблении для достижения плотного соединения между фланцами можно проложить отожженную медную тонкую сетку, которую располагают по всей ширине фланца и ударами молотка сводят на нет в части, наиболее удаленной от щели. Сетка накладывается на фланец после нанесения слоя графитовой мастики.

§ 133. Прокладки трубопроводов для пара и воды

Прокладки для трубопроводов циркуляционной воды, конденсата и пр. изготавливаются:

- 1) из сплошной резины толщиной 2—6 мм для давлений до 3 кг/см² и температур до 40°;
- 2) из резины с парусиновой прокладкой толщиной 3 мм для давлений до 7 кг/см² и температур до 60°;
- 3) из резины с металлической сеткой толщиной 3—4 мм для давлений до 10 кг/см² и температур до 80°.

Прокладки для паропроводов и водопроводов изготавливаются из паронита следующим образом:

- 1) марки «Л» или «ЛВ» толщиной 1,5—2 мм для давлений до 40 кг/см² и температуры 375° (ГОСТ 2925-45);

2) марки «У» толщиной 1—2 мм на давление до 50 кг/см^2 и температуры до 450° (ГОСТ 481-41).

Из паронита вырезают прокладки в виде колец, закладываемых внутри окружности болтовых отверстий. Прокладки перед установкой необходимо смочить горячей водой и натереть графитом, разведенным в вареном масле. Обращенные к прокладкам поверхности фланцев должны иметь грубую обработку с concentрическими рисками от резца.

Зубчатые точеные прокладки для различных параметров пара и питательной воды изготавливаются из следующих сталей:

1) мягкой стали для паропроводов и трубопроводов питательной воды нормальных давлений и температуры;

2) нержавеющей стали марок Ж1 и Ж1М для трубопроводов питательной воды на давление до 190 кг/см^2 при температуре до 215° ;

3) хромоникелетитановой стали марки Я1Т для паропроводов высокого давления на давление до 110 кг/см^2 при температуре до 525° .

§ 134. Уплотнение стыков конденсатора и подогревателей низкого давления

Крышки и фланцевые соединения водяных камер конденсатора уплотняются при помощи резиновой полосы прямоугольного сечения (см. фиг. 105). Люки крышек водяных камер ставятся на прокладках из резины с парусной.

Стыки отдельных частей корпуса, трубные доски и водяные камеры подогревателей низ-

кого давления ставятся на мастике из свинцовых белил и сурика.

Мастика для промазывания стыка изготавливается по следующему рецепту: 10 кг свинцовых белил смешиваются с вареным льняным маслом до консистенции пасты, после чего добавляется столько сурика (6—8 кг), чтобы смесь перестала прилипать к пальцам.

§ 135. Покрyтия против прикипания и трения

Диафрагмы. Поверхности расточек цилиндра и обойм для диафрагм и обод каждой диафрагмы перед ее установкой на место протираются сербистым чешуйчатым графитом, чтобы предохранить диафрагмы от прикипания.

Шпильки и болты. Нарезка шпилек и болтов для фланцев турбины и паропроводов, подверженных действию высокой температуры, протирается графитом, чтобы облегчить удаление гаск после длительного периода работы.

Фундаментные рамы, шпопки и подшпильники. Поверхности фундаментных рам, служащих опорами цилиндров и корпусов подшпильников, протираются сербистым чешуйчатым графитом.

Шпопки и шпоночные канавки цилиндров, корпусов подшпильников и фундаментных рам и болты соединительных муфт протираются ртутной мазью следующего состава: 30% ртути, 5% коровьего сала, 65% свиного сала и графитного порошка в объеме, равном объему всего остального.

Глава тридцать вторая

ДРЕНАЖ ТУРБИН

§ 136. Назначение дренажа

При пуске паровой турбины введение пара в турбину сопровождается сильным его конденсацией ввиду того, что цилиндр, ротор, диафрагмы и прочие соприкасающиеся с паром детали значительно холоднее пара, поступающего в турбину. Количество сконденсированного пара зависит от размеров машины и степени ее охлаждения после остановки. В малых вспомогательных турбинах, обладающих небольшим весом, количество сконденсированной воды невелико; в крупных же турбинах это количество исчисляется тоннами.

Весь конденсат, образующийся в паропроводах и турбине, должен быть удален перед

пуском турбины в ход, так как недопустимо, чтобы какая-либо часть ротора при вращении была погружена в воду. Нельзя также допускать, чтобы в системе паропровода или внутри турбины где-либо мог собраться конденсат.

При резком изменении режима турбины конденсат может быть захвачен паровым потоком, в результате чего произойдет водяной удар.

Для удаления конденсата предусмотрены специальные продувочные и дренажные устройства, расположенные как снаружи, так и внутри турбины.

Персонал котельной должен бдительно следить за уровнем воды в паровых котлах.

Наличие дренажных устройств по ходу пара перед турбиной (дренажные устройства паропроводов обычно отключают после принятия небольшой нагрузки) не предохраняет турбину от водяного удара в случае попадания значительных количеств воды в паропровод, так как пропускная способность дренажных устройств не рассчитана на заполнение паропровода водой. Попадание воды в турбину может вызвать непосредственное повреждение облопачивания от механического воздействия. При этом от закупорки каналов рабочих лопаток водой появляется весьма большое осевое давление, вследствие чего обычно происходит выплывание колодок упорного подшипника, влекущее часто за собой повреждение облопачивания от соприкосновения дисков с диафрагмами. Закупорка водой каналов направляющих лопаток диафрагмы может привести к прогибу последних и к задеванию диафрагм о диски.

Во время рабочего режима турбины не менее важна надежная работа внутренних дренажных устройств для спуска конденсата, который появляется в процессе расширения пара в турбине после перехода пара из перегретого состояния во влажное.

Количество выделяющейся влаги зависит от начального состояния пара перед турбиной и от к. п. д. турбины. Повышение давления пара при заданной температуре приводит к увеличению влажности пара в части низкого давления турбины. Поэтому естественным является стремление к повышению температуры свежего пара, ограничиваемой наличием в настоящее

время жароустойчивыми материалами высокой прочности.

§ 137. Дренажные устройства

Все части паропровода и турбины, в которых может собираться вода, должны быть снабжены продувочными вентилями, конденсационными горшками или должны иметь постоянно открытые дренажи. В последнем случае ставятся обычно ограничительные шайбы, предохраняющие установку от чрезмерного расхода пара и вместе с тем обеспечивающие достаточный спуск воды.

Данные о дренажных и продувочных трубопроводах приведены в § 109 и 110, а на фиг. 150—157 показано их расположение.

Отсеки отбора пара и паровпускные камеры цилиндров дренажируются через патрубки отбора или через специальные пробки с центральным отверстием. Эти пробки должны иметь выступ над поверхностью камеры, чтобы имеющаяся в камерах грязь не могла засорить это отверстие.

Для удаления конденсата, собирающегося в ступенях, предусмотрены спускные каналы в обоймах. В ступенях низкого давления, работающих в области влажного пара, диафрагмы имеют обычно специальные козырьки по окружности, которые улавливают отбрасываемый рабочими лопатками конденсат и отводят его вниз, откуда он по особым каналам сливается в камеры отбора или в конденсатор.

Во время ревизии турбин необходимо тщательно прочищать все дренажные отверстия и испытывать их наливом воды.

Глава тридцать третья

ПРОГРЕВ ТУРБИН

§ 138. Общие указания

При пуске турбины температура ее частей существенно изменяется. Это особенно относится к таким элементам турбины, как паропровод свежего пара, коробки клапанов автоматического затвора и регулирующих клапанов, передняя часть цилиндра, ротор, паропроводы отборов и др.

Перед пуском турбины из холодного состояния все ее части имеют одинаковую температуру, соответствующую температуре окружающего воздуха в машинном зале. Между тем, в процессе пуска и нагружения турбины устанавливаются совершенно различные темпера-

туры ее частей, а одни и те же части приобретают существенную разницу температур в различных точках. Части цилиндра, омываемые свежим паром, нагреваются до температуры, близкой к 500° С, а выхлопная часть сохраняет температуру около 25° С, хотя в процессе пуска эта температура может временно повыситься до 50° С и выше. Ротор турбины также приобретает существенную разницу температур по длине. В дисках устанавливается некоторая разница температур между ободом и центральной частью.

В результате нагрева и появления разницы температур при установившемся режиме и изменения температур в процессе пуска и при

переходных режимах (во время изменения нагрузки) возникают термические деформации и, как следствие, изменение зазоров между вращающимися и неподвижными частями и термические напряжения в ответственных деталях турбины.

Ускоренный пуск турбины или нарушение заводских указаний о порядке и продолжительности отдельных этапов прогрева паропроводов, клапанных коробок или цилиндра могут обусловить появление столь значительных разниц температур, что они вызовут заедания между ротором и статором, искривление ротора и цилиндра, связанные с местными перенапряжениями и появлением остаточных деформаций, нарушения центровки, пропаривание фланцевых соединений и т. п. Каждая из этих неполадок при недосмотре может развиться в тяжелую аварию. Поэтому строгое соблюдение заводских инструкций по прогреву, пуску и нагружению турбин является совершенно обязательным для эксплуатационного персонала.

Величина термических напряжений зависит от разницы температур по толщине стенок деталей турбины, например таких, как трубы, клапанные коробки, цилиндры и их фланцы. Что же касается термических деформаций, то они зависят также от разницы температур между различными сечениями и в разных точках обогреваемых частей. Поэтому наиболее объективным показателем правильности прогрева (допустимости выбранной скорости повышения температуры) является непосредственный замер температур по сечениям, например на внутренней и наружной поверхности стенок цилиндров, и в различных точках этих деталей, например сверху и внизу цилиндра. На основании замеров вышеуказанных разниц температур можно судить как о термических напряжениях, так и о термических деформациях, которые могут быть опасны с точки зрения прочности или вследствие возможных заеданий вращающихся и неподвижных частей турбины.

В настоящее время еще нет достаточного количества экспериментальных данных для того, чтобы получить полное представление о распределении и изменении температур по турбине во время ее пуска и нагружения. Однако наиболее существенные показатели (зонального прогрева изучены, и поэтому в новых эксплуатационных инструкциях указываются предельные разницы температур в наиболее характерных точках, после достижения

которых скорость прогрева должна быть уменьшена для получения меньших значений разности температур в этих точках.

Для контроля за наиболее показательными температурами можно использовать термопары, заделанные в стенки цилиндра, во фланцы и шпильки горизонтального разреза, в трубопровод, в коробку клапана автоматического затвора.

Размещение термопар на цилиндре турбины в его стенках, фланцах и болтах показано на фиг. 172.

Для измерения используются термопары типа ТХК-ХV, причем для лучшей передачи тепла к термопарам в отверстия, в которые они вставляются, рекомендуется насыпать мелкие железные или медные опилки (если речь идет о замере температур в сверлениях).

Как указывается в инструкции по пуску и обслуживанию турбины, предельная разница температур сверху и внизу цилиндра, характеризующая его деформацию, при пуске турбины из холодного состояния не должна превышать 35° С. При пуске из горячего состояния после кратковременной остановки допускается разница в 50° С. При превышении указанных разниц температур коробление цилиндра становится столь значительным, что могут произойти заедания в уплотнениях вала, в уплотнениях бандажей лопаток и диафрагм. Кроме величин разницы температур сверху и внизу цилиндра большое значение для безопасности прогрева имеют разницы температур между фланцами и болтами горизонтального разреза. Эта разница не должна превышать 35–40° С, так как в противном случае, если шпильки холоднее фланца, то напряжение в них достигнет недопустимой величины, шпильки вытянутся, и после выравнивания температур при дальнейшем прогреве цилиндра возможно пропаривание фланца горизонтального разреза.

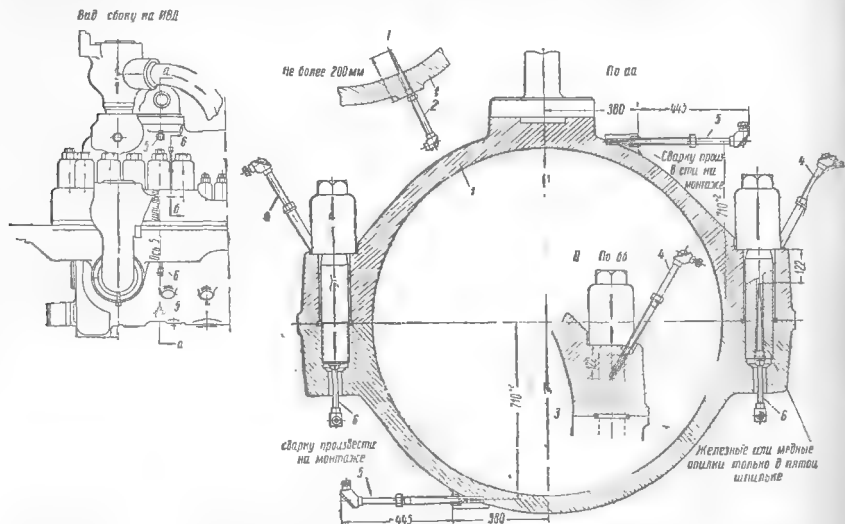
Разница температур, возникающая по толщине стенок и характеризующая внутренние напряжения в деталях, во многом зависит от скорости повышения температуры стенок. Показательна в этом отношении скорость прогрева стенок коробки клапана автоматического затвора. Прогрев коробки следует вести таким образом, чтобы скорость повышения температуры ее стенок не превосходила 4° С в минуту.

Коробка клапана автоматического затвора должна прогреваться до толчка турбины совместно с перепускными трубами путем постепенного повышения давления перед регулирующими клапанами до 65 атм, после чего

(при давлении 65 ата) можно начать прогрев турбины на оборотах, как это указывается в эксплуатационной инструкции. Начинать прогрев турбины уже при давлении 65 ата целесообразно с точки зрения сокращения продолжительности пуска турбины. Кроме того, при этом давлении вспомогательный масляный

выше температуры втулок, то в них появится напряжение, способное вызвать остаточную деформацию. После прогрева втулок до температуры, равной температуре вала, такие втулки будут сидеть на валу с зазором, что может вызвать неполадки с передним уплотнением.

Специальные исследования, проводившиеся



Фиг. 172. Установка термодпар для замера температур разреза и температуры пара в камере регулирующей ступени

- 1 — установка термодпары в паровом пространстве камеры за регулирующей ступенью;
2 — термодпары типа ТХК XV
3 — установка термодпары для замера температуры фланцев;

стенок цилиндра, фланцев и штилек горизонтального

- 3 — фланцевое соединение цилиндра; 4 — термодпары типа ТХК XV;
5 — термодпары для замера температур сверху и снизу цилиндра;
6 — термодпары для замера температуры в штильках горизонтального разреза

турбонасос развивает уже полное давление масла, что дополнительно обеспечивает безопасность пуска.

Для сокращения времени пуска турбин целесообразно также совмещать прогрев клапана автоматического затвора и перепускных труб с операциями по пуску конденсационной установки.

При пусках турбин высокого давления, имеющих на роторе насадные уплотнительные втулки, весьма важно, чтобы разница температур между валом и втулкой была невелика. Если температура вала будет значительно

выше температуры втулок, то в них появится напряжение, способное вызвать остаточную деформацию. После прогрева втулок до температуры, равной температуре вала, такие втулки будут сидеть на валу с зазором, что может вызвать неполадки с передним уплотнением. Специальные исследования, проводившиеся

на действующей турбине, показывают, что наибольшая разность температур между валом и втулкой возникает сразу же после начала нагружения турбины в случае пуска ее из холодного состояния. Поэтому сразу же после синхронизации и набора нагрузки 3000—5000 кет для турбины ВК-100 и 2000—3000 кет для турбин остальных типов следует приостановить дальнейшее увеличение нагрузки до тех пор, пока температур в нижней половине цилиндра, замеряемая термодпарой 5 (фиг. 172), не вырастет до 290—300° С. Это будет свидетельствовать о такой степени прогрева тур-

бины, при которой дальнейшее повышение нагрузки со скоростью, указанной в инструкции, не вызовет опасных деформаций или напряжений.

Те же исследования режима прогрева турбины показали, что прогрев турбин при малых оборотах неэффективен. В связи с этим в новых инструкциях время прогрева на малых оборотах значительно сокращено.

Критические числа оборотов турбины и генератора, как известно, следует проходить быстро — за 3—4 минуты. Поэтому целесообразно перед переходом критических оборотов, т. е. перед быстрым их повышением, делать выдержку для прогрева турбины на оборотах, близких к переходным.

Особенно большую опасность представляет собою неравномерный прогрев ротора, что может иметь место, если в цилиндр турбины проникает пар при неподвижном роторе. Если ротор турбины не вращается, а пар поступает в цилиндр даже в незначительном количестве, то верхняя сторона ротора и верхняя часть цилиндра нагреваются быстрее, чем нижние части цилиндра и ротора. Это будет иметь место даже в том случае, если в цилиндр при неподвижном роторе проникает некоторое количество пара, подаваемого на концевые уплотнения. Неподвижный ротор в этих условиях выгибается кверху.

Вращение искривленного ротора вызывает вибрацию. Если искривление ротора при вращении приводит к задеваниям в уплотнениях, то за счет выделяющегося при трении тепла происходит расширение металла на стороне соприкосновения, в результате чего вал турбины еще более искривляется. В подобном случае повышение числа оборотов не может быть осуществлено до выпрямления ротора. Выпрямление ротора производят путем его вращения на малых оборотах для выравнивания его температуры, что требует длительного времени, если ротор сильно искривлен.

Аналогичное явление искривления ротора имеет место после остановки турбины. После перекрестия пара и прекращения вращения ротора нижняя его сторона, будучи обращена к холодному конденсатору, остывает скорее, чем верхняя сторона. В результате этого ротор турбины от неравномерного остывания выгибается кверху и выпрямляется лишь после полного остывания турбины, т. е. через 25—30 часов или более, в зависимости от мощности и размеров турбины. В течение этого периода времени уже по прошествии 3—4 часов после

остановки повторный быстрый пуск турбины не сможет быть осуществлен, если не будет устранено неизбежное после остановки искривление неподвижного ротора.

Для предотвращения теплового искривления ротора при прогреве и остановке турбины и сокращения пускового времени все турбины высокого давления и турбины АП-25-2 снабжены валоповоротными устройствами. Эти устройства позволяют медленно вращать ротор турбины и обеспечивают его равномерный прогрев или остывание.

Перед пуском турбины валоповоротное устройство включают в непрерывную работу непосредственно перед подачей пара к концевым уплотнениям вала. В этот период времени масло для смазки турбины и самого валоповоротного устройства подается от масляного электронасоса. В случае медленного проворачивания ротора перед подачей пара в турбину продолжительность периода пуска сокращается и зависит только от длительности простоя и условий остывания турбины (см. гл. 36, § 158).

При остановке турбины валоповоротное устройство включают в работу сразу после остановки ротора. Смазка турбины переводится с работающего в это время пускового масляного турбинасоса на масляный электронасос. Непрерывное вращение ротора турбины от валоповоротного устройства надлежит производить в течение не менее четырех часов. После этого валоповоротное устройство останавливают и путем периодического его включения поворачивают ротор турбины на 180° через пятнадцатиминутные, а затем через тридцатиминутные интервалы.

Длительность периодического поворачивания и величина интервалов зависят от времени, через которое ожидается повторный пуск турбины.¹

При таком режиме ротор сохраняется прямым и турбина может быть пущена в работу с соблюдением обычных правил пуска.

В турбинах встречаются валоповоротные устройства двух конструкций. Турбины типов ВК-50-1 и ВК-100-2, выпущенные до 1952 г., снабжены валоповоротными устройствами конструкции «А». Все остальные типы турбин, а начиная с 1952 г. также и турбины типов ВК-50-1 и ВК-100-2, снабжены валоповоротными устройствами типа «Б» двух типоразмеров. Описания обеих конструкций приведены ниже.

¹ Подробнее см. § 158

Ведомая шестерня на роторе турбины при валоповоротном устройстве типа «А» насажена на полумуфту генератора, а при типе «Б» — на полумуфту турбины.

§ 139. Валоповоротное устройство типа «А»

Валоповоротное устройство расположено на задней части крышки подшипника турбины со стороны генератора. Устройство (фиг. 173, вкладка) состоит из приводного электродвигателя трехфазного тока 8,3 квт, 380 в, 730 об/мин и редукторной передачи, последняя шестерня которой закреплена на полумуфте ротора генератора. При полном передаточном отношении 400:1 число оборотов ротора турбины при включенном валоповоротном устройстве составляет около 1,8 в минуту.

Редукторная передача состоит из одной червячной передачи, двух пар цилиндрических колес и одного паразитного колеса. Червяк 6 через эластичную муфту 3 получает вращение от электродвигателя 2. Ротор электродвигателя должен вращаться по часовой стрелке, если смотреть на него со стороны муфты. Червячное колесо 14—15 закреплено на валу 18, на котором заодно с валом нарезана ведущая шестерня 19, имеющая двадцать зубцов. Эта шестерня спарена с большой ведомой шестерней 22, имеющей сто зубцов и заклиненной на валу 21. На этом же валу закреплена ведущая шестерня 24 с тридцатью шестью зубцами. По обе стороны шестерни 24 на валу свободно сидят качающиеся рычаги 23 и 25. С одного конца в рычагах неподвижно закреплен валок 37, на котором вращается промежуточная паразитная шестерня 35, имеющая тридцать зубцов, постоянно спаренная с шестерней 24.

Путем поворота рычагов 23 и 25 относительно оси вращения шестерни 24 перемещают паразитную шестерню 35, сцепляя или распепляя ее с шестерней 82 на полумуфте ротора генератора, чем и осуществляется включение или выключение валоповоротного устройства. Угол поворота рычагов ограничен с одной стороны упором медных подкладок 33 на конце рычагов в площадку упорного кронштейна 34 крышки, а с другой стороны — упором валика 37 паразитной шестерни в поверхность расточек двух тяг 36. Медные мягкие подкладки предусмотрены для амортизации удара при автоматическом выключении валоповоротного устройства (см. ниже).

Расточки в тягах превышают диаметр валика 37. При сборке тяги при помощи гаек 43

и пригонки упорной планки 42 устанавливаются таким образом, чтобы при упоре валика 37 в расточки тяг 36 паразитная шестерня 35 находилась в правильном сцеплении с шестерней 82 на полумуфте ротора генератора. Диаметр расточки тяг достаточен для того, чтобы при выключении устройства путем поворота рычагов 23 и 25 и смещения валика 37 вывести паразитную шестерню 35 из сцепления с шестерней 82. На стороне рычагов, противоположной паразитной шестерне 35, закреплена груз 55, момент которого по отношению к оси качения рычагов превышает момент от веса шестерни 35. Поэтому рычаги всегда стремятся вывести паразитную шестерню из сцепления с шестерней 82 на роторе, когда приводной электродвигатель выключен. Во время же работы валоповоротного устройства на систему рычагов дополнительно действует момент от усилий в зубцах, направленный противоположно моменту от груза 55, который удерживает систему рычагов на упоре, т. е. валик 37 прижат к тягам 36.

В выключенном положении устройство зашелкивается собачкой 50, закрепленной на валике 48 и сцепляющейся с упорной планкой 49, приболченной к рычагу 25. Собачка всегда оттягивается в сторону рычага пружинной 51 и, кроме того, прижимается к планке 49 грузом 47, заклиненным на валике 48. Таким образом, рычаги оказываются автоматически на запоре при выключении валоповоротного устройства.

Расцепление собачки перед включением валоповоротного механизма производится путем поворота валика 48 левым рычагом 46, заклиненным на конце валика 48, выступающем наружу из крышки подшипника.

В выключенном положении устройства, во избежание его самопроизвольного включения, рычаг 46 закрепляется стопорным штифтом 45, который одновременно проходит через отверстие в рычаге и корпус подшипника. Во избежание утери штифт 45 подвешен на цепочке к корпусу. Для расцепления собачки 50 следует вынуть из рычага штифт 45 и повернуть рычаг 46 в направлении к оси турбины.

Для включения в работу и выключения валоповоротного устройства предназначен рычаг 59, закрепленный на конце валика 56, выступающего наружу из крышки подшипника. На валике закреплена вилка 53, соединенная при помощи пальца 52 с сергой 54, имеющей продольный вырез. Через вырез серги пропущен болт 31, сидящий одновременно в рычагах 23 и 25. Для сцепления паразитной шестерни

стерни 35 с шестерней 82 на роторе следует отвести рычаг 59 наружу — в направлении от оси турбины до упора ручки в загнутый конец (упор) 60 указателя 58. При этом, если смотреть на рычаг 59 со стороны паровпуска (разрез по *CD* на фиг. 158), валик 56 с вилкой 53 повернутся против часовой стрелки, при помощи серьги 54 повернут за болт 31 рычаги 23 и 25 по часовой стрелке и сцепят паразитную шестерню 35 с шестерней 82 на роторе.

Если ручка при повороте не дойдет сразу до упора в загнутый конец 60 указателя 58, то это означает, что зубцы паразитной шестерни 35 не вошли в полное зацепление с зубцами шестерни 82 на муфте ротора. Для того чтобы ввести зубцы шестерни 35 в полное зацепление с зубцами шестерни 82 на роторе, следует снять кожух 13 с маховика 12, сидящего на валу червяка, и, продолжая удерживать рычаг 59 отжатым в направлении от оси турбины, вращать маховик в любую сторону вручную до тех пор, пока рычаг 59 не упрется в конец 60 указателя 58; после этого нажмем кнопку «пуска» надлежит пустить приводной электродвигатель.

Только после того как ротор турбины начнет вращаться, следует отпустить рычаг 59 и проследить за тем, чтобы после освобождения рычаг сам отошел от упора 60 и под действием момента груза 57, закрепленного на валике 56, занял среднее положение. Это положение (см. разрез по *CD* фиг. 173) характеризуется тем, что серьга внутренней стороны прореза упирается в соединительный болт 31.

Кожух 13 надлежит надеть на маховик и закрепить его. Для выключения валоповоротного устройства из работы нужно остановить электродвигатель, после чего повернуть рычаг 59 в направлении к оси турбины до предела, что будет соответствовать упору медных прокладок 33 рычагов 23 и 25 в кронштейн 34. В этом крайнем положении рычагов собачка 50 под действием пружины 51 должна сама зацепиться с упорной планкой 49 на рычаге 25. Одновременно рычаг 46 должен повернуться в свое крайнее положение, причем должны совпасть отверстия в рычаге 46 и в крышке подшипника турбины, после чего нужно в отверстие вставить стопорный штифт 45.

При выключении может случиться, что рычаг 59 не удастся повернуть в сторону оси турбины. Это означает, что зубцы паразитной шестерни 35 и шестерни 82 на муфте ротора после остановки электродвигателя остались прижатыми друг к другу, в результате чего сила трения между зубцами затрудняет пово-

рот рычагов. Для расцепления механизма следует снять кожух 13 с маховика 12 и вращать маховик против часовой стрелки (как указано на нем стрелками), чтобы создать зазор между зубцами шестерен. После устранения натяга между зубцами рычаг 59 может быть легко повернут в нужном направлении. При работе валоповоротного устройства маховик 12 вращается с числом оборотов электродвигателя, ввиду чего он всегда должен быть закрыт защитным кожухом 13; кожух снимают лишь при пользовании маховиком 12.

При толчке ротора паром во время пуска турбины валоповоротное устройство может ошибочно остаться невыключенным или не выведенным из зацепления с шестерней 82 на роторе при отключенном его электродвигателе. В этом случае в тот момент, когда шестерня 82 на муфте ротора из «ведомой» превратится в «ведущую», изменится направление и величина усилия, передаваемого от этой шестерни через зацепление на паразитную шестерню 35. Это усилие создает момент, который в дополнение к моменту от груза 55 повернет систему рычагов до упора в кронштейн 34 (т. е. в сторону выключения). При этом болт 31, закрепленный в рычагах, свободно опустится в прорезе серьги 54; немного повернув ее, собачка 50 заткнется, и валоповоротное устройство окажется автоматически выключенным.

При монтаже турбины, а также при очередных ревизиях надлежит проверять автоматическое выключение валоповоротного устройства. С этой целью валоповоротное устройство включают в работу, а затем останавливают его приводной электродвигатель, но рычаги 23 и 25 оставляют в положении включения. После этого при помощи троса, закрепленного одним концом к крюку подъемного крана, а другим — к муфте ротора, проворачивают ротор по часовой стрелке (если смотреть со стороны выпуска пара) и проверяют, как происходит выключение валоповоротного устройства.

При падении давления масла в системе смазки турбины (за маслоохладителями) ниже $0,15 \text{ кг/см}^2$ по манометру реле пуска аварийного масляного электронасоса выключает валоповоротное устройство путем отключения его приводного электродвигателя.

Напорное масло для смазки элементов валоповоротного устройства подводится через напорный маслопровод 62 к запорный вентиль 61. Для распределения масла имеется один неподвижный наружный коллектор 63 и подвижной внутренний коллектор 75, прикреп-

ленный к качающимся рычагам 23 и 25 и получающий масло через спиральную эластичную трубку 74. Все маслопроводы к отдельным точкам подвода масла перечислены и показаны на фиг. 173

Инструкция по обслуживанию валоповоротного устройства

Пуск

Включение валоповоротного устройства в работу допускается лишь при наличии давления в системе смазки турбины.

1. Открыть вентиль 61 для подачи масла на смазку. Проверить, что кожух 13 маховика 12 надежно закрыт.

2. Вынуть стопорный штифт 45 и повернуть рычаг 46 в направлении к оси турбины для отвода собаки.

3. Повернуть рычаг 59 наружу в направлении от оси турбины и удерживать его отжатым в эту сторону.

4. Если рычаг 59 дойдет до упора в конец 60 указателя 58, то пустить приводной электродвигатель нажатием кнопки «пуск». Убедившись в том, что ротор турбины начал вращаться, рычаг 59 отпустить и проследить за тем, чтобы он сам отошел обратно и остановился в среднем положении.

Если же рычаг не дойдет до упора в конец указателя, то снять кожух 13 с маховика 12 и, отжимая рычаг в том же направлении от оси турбины, вращать маховик в любую сторону до тех пор, пока рычаг не дойдет свободно до упора в конец указателя. После этого кожух 13 поставить на место и закрепить его. Затем пустить приводной электродвигатель, как указано выше.

Остановка

1. Остановить электродвигатель, нажав кнопку «стоп».

2. Повернуть рычаг 59 в направлении к оси турбины до упора. Если рычаг 59 не поворачивается, то надлежит снять кожух 13 с маховика 12 и повернуть маховик на несколько оборотов в направлении, противоположном часовой стрелке (по направлению стрелок, указанных на нем), после чего рычаг 59 уйдет легко повернуть. Маховик закрыть кожухом и кожух закрепить.

Проследить за тем, чтобы после отвода рычага 59 до упора рычаг 46 автоматически отошел в свое крайнее положение наружу в на-

правлении от оси турбины, причем должны совпасть отверстия на рычаге и на корпусе.

3. Застопорить устройство, установив штифт 45 в отверстие рычага 46 и корпуса.

4. Закрепить вентилем 61 подачу масла к устройству.

§ 140. Валоповоротное устройство типа «Б»

Это валоповоротное устройство выполняется двух типоразмеров, из которых одно (меньших размеров) применяется в турбинах мощностью 25 000 квт, а второе — в турбинах мощностью 50 000 и 100 000 квт.

Валоповоротное устройство (фиг. 174, вставка) размещено на задней части крышки подшипника турбины со стороны генератора. Устройство состоит из приводного электродвигателя трехфазного тока 8,3 квт, 380 в, 780 об/мин и двухступенчатой редукторной передачи к ротору турбоагрегата, образованной из одной червячной передачи и одной пары цилиндрических зубчатых колес, с передаточным отношением 1 : 173. Число оборотов ротора турбоагрегата при работе валоповоротного устройства составляет около 4,25 в минуту.

Ротор электродвигателя 1 соединен с червячным валом 2 эластичной муфтой, имеющей пальцы с резиновыми манжетами. Ротор двигателя вращается по направлению часовой стрелки, если смотреть на электродвигатель со стороны муфты. Осевое усилие червячного вала воспринимается шариковым упорным подшипником 52. На стороне вала, противоположной муфте, насажен маховик 49, служащий для вращения передачи вручную при ее включении и выключении (см. ниже).

Червячное колесо 3—4 и ведущая шестерня 6 размещены на общем валу 5. Червячное колесо закреплено на валу при помощи шпонки 61. Ведущая же шестерня 6 сидит на двух винтовых шлицах 7 вала с углом подъема 39°. Путем осевого перемещения шестерни 6 по шлицам вдоль вала, как гайки по ходовому винту, осуществляется сцепление и расцепление передачи с ведомой шестерней 8, сидящей на промежуточной части 9 между полумуфтой 10 на роторе турбины и полумуфтой 11 на роторе генератора.

Перемещение шестерни 6 производится внутренним двусосновым рычагом 18, связанным с шестерней при помощи двух роликов 17, входящих в кольцевую выточку удлиненной ступицы шестерни 6. Внутренний двусосновый рычаг 18 связан с наружным рычагом 12 при по-

мощи валика 14, на котором заклинены оба рычага.

Верхний конец наружного рычага выполнен в виде рукоятки, которой пользуются для поворота рычага в сторону турбины при включении валоповоротного устройства в работу. Наружный рычаг 12 имеет в нижней части выступ 13, в который упирается стакан 19 сжатой пружины 20. Пружина всегда стремится повернуть рычаг 12 в сторону генератора и завести его в замковую планку 30, где в сквозной прорез рычага под действием пружины 27 заскочит защелка 26 и застопорит валоповоротное устройство в выключенном положении.

В выключенном положении, показанном на фиг. 174 пунктиром, ведущая шестерня (обозначена 6а) смещена в сторону турбины и выведена из сцепления с ведомой шестерней 8 на муфте. Для того чтобы ввести шестерни в зацепление и включить валоповоротное устройство, следует: оттянуть в сторону головку 29 защелки 26 для освобождения рычага 12, затем отвести за ручку рычаг 12 в сторону турбины до упора зубцов ведущей шестерни 6 в торцевую поверхность зубцов ведомой шестерни 8. Для совмещения винтовых пазов шестерни 6 со шлицами вала 5 червячного колеса необходимо открыть кожух 60 маховика 49 и, нажимая на рычаг 12 в том же направлении (в сторону турбины), начать вращать маховик в любую сторону до тех пор, пока ведущая шестерня 6 не войдет на 4—5 мм в зацепление с ведомой шестерней, что соответствует величине осевого люфта между винтовыми пазами шестерни и шлицами вала.

После этого необходимо вращать маховик по часовой стрелке до упора, который соответствует предельному осевому смещению шестерни 6, впритык к кольцевому бурту 33 вала 5 червячного колеса. Это положение соответствует полному зацеплению шестерен 6 и 8. Одновременно рычаг 12 подойдет почти вплотную к фиксирующему штифту 25 (с зазором $0,2-0,3$ мм) и подожмет штифт с роликом 24 конечного выключателя 23, что вызовет включение приводного электродвигателя, т. е. пуск валоповоротного устройства в работу.

Назначение конечного выключателя состоит в том, чтобы исключить возможность пуска электродвигателя при неполном зацеплении шестерен 6 и 8.

Во время работы валоповоротного устройства в шлицевом соединении возникает осевое давление порядка 4 т, которое через шестерню 6 передается на кольцевой бурт 33 вала

червячного колеса и через концевую гайку 36 воспринимается упорным шариковым подшипником 35.

Валоповоротное устройство нормально включается автоматически на ходу при работающем приводном электродвигателе в тот момент, когда число оборотов ротора турбоагрегата, в результате пуска пара в турбину, начнет превышать число оборотов шестерни 8, установленное электродвигателем. В этом случае осевое усилие, воспринимаемое шестерней 6 в шлицевом соединении, изменит знак и окажется направленным в сторону турбины. В результате шестерня 6 быстро выйдет из зацепления с шестерней 8 на роторе турбоагрегата и одновременно сместит наружный рычаг 12 в сторону генератора, чем будет произведено отключение приводного электродвигателя валоповоротного устройства. Усилиям пружины 20 рычаг 12 будет смещен в крайнее нерабочее положение, где будет застопорен защелкой 26.

Если ротор турбины не вращается (приводной электродвигатель валоповоротного устройства отключен помимо конечного выключателя 23), то выключение валоповоротного устройства из рабочего положения производится вручную путем вращения маховика 49 против часовой стрелки, в результате чего шестерня 6 будет сдвигаться в осевом направлении в сторону турбины. Квк только ведущая шестерня 6 выйдет из зацепления с ведомой шестерней 8, она будет усилением пружины 20 при посредстве внутреннего рычага 18 смещена в крайнее нерабочее положение. Одновременно под воздействием той же пружины наружный рычаг 12 повернется до предела в сторону генератора, где он будет застопорен защелкой 26.

Ко всем трущимся частям подведено масло под давлением из маслопровода смазки турбины через запорный вентиль 40. Масло распределяется при помощи наружного коллектора 41 и внутреннего коллектора 46 к отдельным точкам, которые показаны и перечислены на фиг. 174.

При падении давления масла в системе смазки турбины до $0,15$ кг/см² по манометру валоповоротное устройство автоматически выключается под воздействием реле пуска аварийного масляного насоса, которое отключает приводной электродвигатель.

Указания по монтажу, ревизии и испытанию. При разборке и сборке рычагов и внутреннего маслопровода следует застопорить в крайнем нижнем положении стакан 19 пружины 20; пружина сжимается ры-

чагом 12 до совпадения риски на стакане с корпусом, после чего стакан зажимается винтом 21 при вынутой установочной шайбе 22. Шайбу 22 необходимо поставить на место до ввода валоповоротного устройства в действие.

Крышку с собранным валоповоротным устройством надлежит ставить на место в турбину исключительно при выключенном его положении.

При очередных ревизиях надлежит проверить, что:

1) осевой зазор в зацеплении червяка составляет 0,3—0,5 мм;

2) при резком повороте маховика вручную и нерабочем положении червяк и ротор электродвигателя легко и продолжительно вращаются;

3) до установки на турбине крышки с собранным валоповоротным устройством наружный рычаг 12, отведенный вручную в рабочее положение до упора в контрольный штифт 25, сам быстро садится обратно на замок под действием сжатой пружины 20;

4) после установки на турбине включенные и выключенные ведущей шестерни 6 вручную происходит без всяких затруднений.

Инструкция по обслуживанию валоповоротного устройства

П у с к

1. Открыть вентиль 40 для подачи масла на смазку.

2. Открыть кожух 60 маховика 49, повернуть его в сторону.

3. Оттянуть за головку 29 защелку 26, стопорящую наружный рычаг 12 (наклоненный до пуска валоповоротного устройства в сторону генератора), и повернуть рычаг в сторону турбины до упора.

4. Отжимая рычаг в сторону турбины, начать вращать маховик в любую сторону. Как только рука почувствует, что ведущая шестерня села на шлицы вала червячного колеса, вращать

маховик по часовой стрелке до тех пор, пока наружный рычаг не будет доведен до фиксирующего штифта 25. В этот момент приводной электродвигатель сам выключится в работу (о чем можно судить по вращению маховика) и начнет вращать ротор турбоагрегата.

5. Закрыть кожух 60 маховика и закрепить его.

Остановка

Валоповоротное устройство выключается автоматически после первого «толчка» ротора турбины, как только число оборотов ротора начнет превышать первоначальное число оборотов, которое задавалось валоповоротным устройством. После толчка турбины необходимо проследить за тем, чтобы механизм валоповоротного устройства исправно работал и чтобы наружный рычаг 12 после остановки электродвигателя повернулся в выключенное положение и оказался застопоренным защелкой. После остановки валоповоротного устройства следует закрыть вентиль 40, чтобы приостановить подачу масла на смазку.

Если ротор турбины не вращается и электродвигатель валоповоротного устройства оказался отключенным помимо конечного выключателя 23, а валоповоротное устройство находится в рабочем положении, то для выключения его необходимо:

1) открыть кожух 60 маховика и убедиться в том, что маховик не вращается;

2) во избежание случайного включения электродвигателя удалить его предохранитель, впредь до выяснения причины остановки электродвигателя;

3) вращать маховик 49 против часовой стрелки до тех пор, пока наружный рычаг 12 сам повернется в крайнее нерабочее положение в сторону генератора, где будет застопорен защелкой;

4) закрыть кожух маховика;

5) закрыть вентилем 40 подачу масла на смазку.

Глава тридцать четвертая

ПРОМЫВОЧНОЕ УСТРОЙСТВО

§ 141. Общие указания

К турбинам высокого давления ЛМЗ представляет промывочное устройство, представляющее собой впрыскивающий увлажнитель пара, питаемый водой от питательных насосов

котлов. Промывочное устройство располагается на обводной линии главной запорной задвижки за пусковым клапаном (байпасом), но перед клапаном автоматического затвора, как это показано на схемах трубопроводов (фиг. 150—156).

Промывочное устройство предназначено для медленного снижения температуры свежего пара перед турбиной до температуры насыщения, с целью промывки под нагрузкой растворимых в конденсате отложений уноса котловой воды, которые, откладываясь на направляющих и рабочих лопатках паровых турбин, уменьшают проходные сечения для пара и вызывают в связи с этим нарушение нормальных условий работы турбины.

§ 142. Описание конструкции

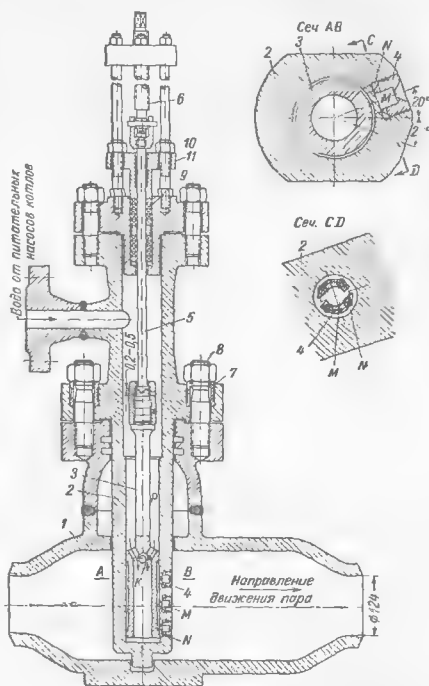
На фиг. 175 и 176 показаны два типа промывочных устройств, причем турбины высокого давления, выпускавшиеся заводом до середины 1952 г., оборудованы промывочным устройством типа «А», а все последующие — промывочным устройством типа «Б».

Промывочное устройство, выполненное по первоначальному варианту, состоит из сварного корпуса 1, к которому с помощью фланцевого соединения прикреплена буква 2 золотника 3. В букву подводится вода от питательных насосов станции.

Полый в своей нижней части золотник 3 имеет впускные окливы К, через которые вода проходит в нижнюю часть буквы 2. Верхним и нижним заплечниками золотника, когда он находится в своем нижнем положении, перекрыт доступ воды к шести разбрызгивающим форсункам 4, ввернутым в нижнюю часть буквы. Форсунки 4 расположены двумя параллельными рядами (по три) под углом 20° к оси трубы. Форсунки, ввернутые в букву, имеют камеры М, в которых вода закручивается благодаря косым каналам. Эти камеры сообщаются с кольцевой проточкой N, имеющей четыре сверления, соединяющие эту проточку с внутренней полостью буквы Р.

Из камер М форсункой вода проходит в паровое пространство корпуса 1 через отверстие с острой кромкой. Предварительная закрутка воды и протекание ее при большом перепаде давления через отверстие с острой кромкой обеспечивают хорошее распыление воды, что требуется для быстрого ее испарения в паровом потоке.

Золотник 3, перемещаясь вверх с помощью штока 5 и винта 6, на квадратную головку которого надевается маховик, последовательно открывает одну за другой форсунки 4, причем даже при открытии только одной из форсунок, несмотря на малый расход воды, почти не происходит ее предварительного дросселирования



Фиг. 175. Промывочное устройство типа «А»

1 — корпус; 2 — буква; 3 — золотник; 4 — разбрызгивающие сопла; 5 — шток золотника 3; 6 — шпандель с вырезкой; 7 — стальные втулки; 8 — шпильки; 9 — дробестовик, профилированная втулка; 10 — стойки; 11 — нижняя буква

и распыление протекает при значительном перепаде давления.

Связь между золотником 3, штоком 5 и винтом 6 выполнена подвижной во избежание заеданий.

Фланцевое соединение буквы 2 и корпуса 1 имеет специальное устройство, учитывающее разницу температур между корпусом и буквой при пропуске через последнюю охлаждающей воды.

Для исключения возможности пропаривания фланца при охлаждении водой буквы 2, под гайки шпильки 8 ставятся втулки 7, имеющие

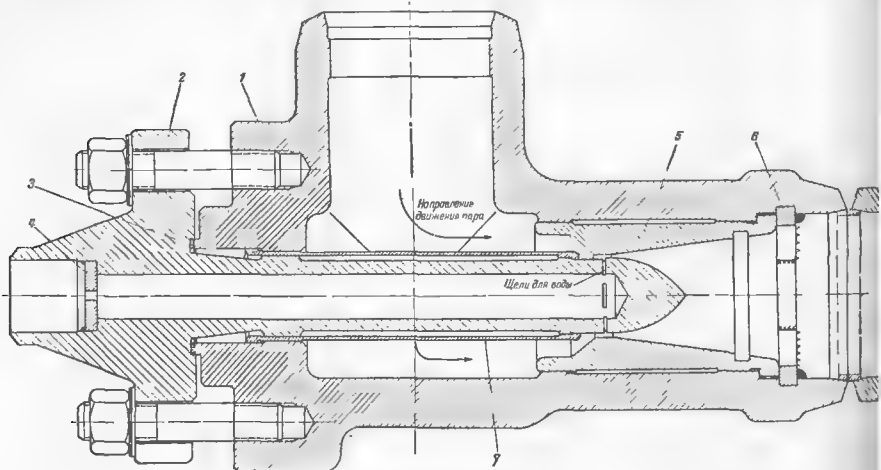
незначительную поверхность соприкосновения с фланцем буксы.

В месте выхода штока 5 из буксы 2 расположено уплотнение с набивкой из прографиченных асбестовых колец 9, которые сжимаются грядбуксой 11 с помощью гаек 10.

Промывочное устройство типа «Б», показанное на фиг. 176, состоит из корпуса 1, фор-

Благодаря большой скорости пара вода, выходящая из форсунки тонкой струей, перпендикулярной потоку пара, распыливается весьма эффективно, что облегчает ее испарение в паровом потоке.

Регулировка количества воды, вводимой в паропровод, достигается изменением открытия клапана на подводе воды к форсунке, т. е. из-



Фиг. 176. Промывочное устройство типа «Б»

1 — корпус; 2 — форсунка; 3 — металлическая зубчатая прокладка; 4 — ограничительная диафрагма на подводе

воды; 5 — сопло; 6 — закладные упоры для сопла 5; 7 — защитная рубашка форсунки 2

сунки 2 с узкими щелями для выхода воды и сопла 5 из нержавеющей стали, служащего одновременно защитной рубашкой для корпуса.

Принцип действия этого устройства заключается в следующем.

Пар, проходя через кольцевую щель между форсункой 2 и соплом 5, приобретает очень большую скорость. Давление пара перед турбиной в период промывки должно быть значительно ниже давления перед промывочным устройством, так как в период промывки турбина работает при нагрузке, не превышающей 25% от номинальной, и для равномерного охлаждения цилиндра необходимо открытие всех четырех клапанов

менением перепада давления, срабатываемого в щели форсунки.

Пользование промывочными устройствами должно происходить в соответствии с приводимой ниже инструкцией.

§ 143. Инструкция по пользованию промывочным устройством

Общие указания

1. Во время промывки турбина должна снабжаться паром только по обводному паропроводу, на котором установлено промывочное устройство.

Нагрузка турбины снижается до величины, не превышающей 20—25% от номинальной.

Для турбины 100 000 квт в связи с ограниченной пропускной способностью узкой щели, образованной форсункой 2 и соплом 5, нагрузка при промывке может составлять и меньшую долю от номинальной.

2. При промывке должно быть обеспечено неслабое наблюдение за работой турбины. Она должна быть немедленно отключена расцеплением рычагов регулятора безопасности с последующим незамедлительным закрытием вентиля на линии подвода охлаждающей воды к промывочному устройству при следующих обстоятельствах, характерных для неполадок, могущих произойти при промывке:

- а) при появлении признаков водяных ударов;
- б) при резком изменении температуры и усилении вибрации турбины;
- в) при пропаривании фланцевых соединений;
- г) при изменении осевого положения ротора.

Кроме того, турбина должна быть немедленно выключена с последующим закрытием вентиля на подводе воды к промывочному устройству в случае, если во время промывки произойдет сброс нагрузки, что нарушит необходимое соотношение между количествами пара и воды.

3. После перехода на нагрузку, при которой будет производиться промывка, управление турбиной переходит в руки машиниста турбины с отключением приспособления для изменения числа оборотов от главного щита.

4. При промывке турбины, когда нагрузка ее снижена до величины, не превышающей 20—25% от номинальной, надлежит снизить давление пара перед турбиной (за счет дросселирования пусковым клапаном) для открытия всех четырех клапанов турбины.

5. Во время промывки должен быть организован непрерывный отбор проб конденсата и их анализ на содержание солей. Результаты должны сообщаться каждые 15 минут ответственному лицу, руководящему промывкой.

Снижение температуры пара и промывка

1. Приоткрыть (незначительно) вентили на промывочных и дренажных линиях турбины, после чего медленно открывать вентиль на линии питательной воды перед промывочным устройством.

В промывочном устройстве типа «А» открытие вентиля на водяной линии приведет к не-

которому снижению температуры пара еще до подъема золотника 3 (фиг. 175) благодаря протечке воды в паропровод через зазоры между золотником и буксой.

В промывочном устройстве типа «Б» регулирование температуры пара происходит только открытием клапана на водяной линии.

2. Открытие водяного вентиля и последующий подъем золотника 3 в промывочном устройстве типа «А» следует производить настолько медленно, чтобы снижение температуры пара происходило со скоростью, не превышающей 40—50° С в час, при обязательном условии равномерного понижения температуры (порядка 2° С в 3 минуты).

3. После понижения температуры пара на 10—15° С проверить с помощью продувочных вентилях, что испарение воды в паропроводе происходит полностью.

При появлении потрескиваний в паропроводах или дренажных линиях, характерных для скопления воды в трубах, увеличить продувку и временно прекратить дальнейшее снижение температуры пара.

4. По мере понижения температуры пара перед турбиной обратить внимание на содержание солей по результатам химического анализа проб конденсата, отбираемых каждые 15 минут, непосредственно у конденсатных насосов турбины.

Если отложения котельного уноса в турбине захватывают, как это часто бывает, две зоны проточной части в начале расширения пара и в области, близкой к переходу пара из перегретого состояния во влажное, то результаты химического анализа конденсата покажут вскоре после начала снижения температуры значительное увеличение количества солей в конденсате. Затем наступит период, когда соле-содержание будет невысоким и, наконец, последний этап, когда температура пара перед турбиной будет близка к температуре насыщения и солесодержание достигнет опять большой величины.

Не следует приостанавливать снижения температуры пара, если будет отмечено повышение солесодержания конденсата до достижения температуры насыщения.

5. После того как температура пара станет близкой к температуре насыщения (на 1—2° С выше ее), следует выдержать турбину на этом режиме столько времени, сколько необходимо для того, чтобы солесодержание конденсата стало нормальным. После этого приступают к повышению температуры.

Повышение температуры пара. Переход на нормальный режим работы

1. Повышение температуры пара может производиться несколько быстрее, чем снижение, а именно со скоростью 50—60° С в час при обязательном условии равномерности изменения температуры (около 1° С в минуту).

2. После достижения нормальной температуры пара открывают главную запорную задвижку на паропроводе (расположенную до клапана автоматического затвора) и закрывают паровой клапан на обводной линии.

3. Для суждения об эффективности промывки сопоставляют показания манометра, указывающего давление в камере регулирующего колеса после промывки, с показаниями при аналогичном режиме после монтажа или ревизии. Те же начальные и конечные параметры и расход пара через турбину являются обязательными предпосылками для сопоставления результатов замера давления.

В случае эффективной промывки давление пара в камере регулирующего колеса должно быть ниже давления до промывки и равно таковому после монтажа или последней ревизии.

Глава тридцать пятая

С М А З К А

§ 144. Условия работы смазочных масел в турбине

Ротор паровой турбины во время работы вращается во вкладышах на тонкой пленке масла, которая предохраняет поверхность шейки вала от непосредственного соприкосновения с баббитовой заливкой вкладыша.

Аналогичные условия имеют место в упорном подшипнике турбины, где между вращающимся упорным диском ротора и неподвижными колодками образуются клиновидные пленки масла.

Сохранение масляной пленки в целостности необходимо для возможности надежной работы турбины. При обрыве пленки даже на короткий промежуток времени от трения возникнет значительное количество тепла, могущее вызвать выплавление баббитовой заливки вкладыша с тяжелыми последствиями для турбины. Однако при наличии достаточного подвода масла к вкладышу сохранение масляной пленки обеспечивается физическими свойствами масла и затягиванием его в зазор между шейкой и вкладышем.

Во время работы во вкладыше происходит скольжение и внутреннее трение слоев масла, повышающее его температуру. Кроме того, масло нагревается через шейку разогретого паром ротора. Физические свойства масла значительно изменяются при повышении температуры, а потому необходимо охлаждать масло, ограничивая его температуру величиной, не превышающей 65° С.

Для обеспечения смазки должны быть выполнены следующие условия:

1) постоянный и обильный подвод масла к вкладышам;

2) охлаждение масла для отвода возникающего во вкладышах тепла и ограничения повышения его температуры;

3) поддержание физических свойств масла достаточно постоянными.

Для электродвигателей насосов и маломощных турбин вспомогательных механизмов применяются игельчатые или капельные масленки, но большее распространение имеет кольцевая смазка (при мощности до 200 кВт).

В зависимости от размеров вкладыша устанавливаются одно или два кольца. Во время работы механизмов необходимо следить за тем, чтобы кольца вращались и чтобы в резервуарах было достаточно масла, что видно по уровню в стеклянной трубке подшипника.

При питании турбины перегретым паром температура масла может подняться от теплопередачи через вал или через стенки корпуса машины.

Повышение температуры масла также может иметь место при установке вспомогательных турбонасосов в помещении с высокой температурой ввиду недостаточного излучения тепла самими подшипниками. В подобных случаях устраивается охлаждение масла при помощи смесивков с циркулирующей водой, помещенных в самих подшипниках.

В крупных турбинах применению исключительно принудительную смазку под давлением.

Турбинное масло должно удовлетворять следующим требованиям:

1) обладать хорошим смазывающим действием;

2) не давать осадков, сгустков и выделения шлама, забивающих отверстия и трубки и нарушающих циркуляцию масла и работу системы регулирования;

3) должно быть химически нейтральным, т. е. не должно содержать минеральных кислот или щелочей;

4) не образовывать налетов на поверхности вкладышей и шеек вала, препятствующих образованию масляной пленки;

5) быстро отделять воду и не образовывать стойкой эмульсии.

При нагреве масла происходит выделение легких углеводородов, в соприкосновение горячего масла с воздухом содействует его окислению.

Образование налетов и порча масла иногда происходят и под действием электрического тока в случае недостаточной изоляции подшипника возбуждателя, на что необходимо обратить особое внимание.

Наличие кислот в масле вызывает разъедание металлов и вместе с пылью, окислами и летучей золой содействует образованию шлама. Шлам засоряет маслопроводы и потому представляет большую опасность, в особенности для проточных систем регулирования и под-

шипников. Твердые частицы летучей золы вызывают постепенный износ шеек валов, баббитовой заливки колодок упорных подшипников, опорных вкладышей, золотников и буск системы регулирования.

Недопустимым является попадание воды или пара в масляную систему из лабиринтовых уплотнений. Попадание воды в масло из маслоохладителей невозможно, так как давление масла в них выше давления охлаждающей воды.

Наличие емкого масляного бака снижает кратность циркуляции масла, а следовательно, дает возможность хорошо отстояться маслу.

Для сохранения физических свойств масла необходимо производить систематическую его чистку. Весьма серьезное внимание следует уделять контролю масла при приемке с обязательным проведением испытания масла на окисляемость.

Для описываемой серии турбин должно применяться масло марки «Л» (ГОСТ 32-47). В табл. 27 приводятся данные о свойствах свежих турбинных масел, соответствующих ГОСТ 32-47.

Таблица 27

Показатели свойств свежих турбинных масел

Характеристики масел	Марки масел			
	Турбинное «Л»	Турбинное «УТ»	Турбинное «Т»	Турбодетурбинное
Вязкость при 50°:				
а) кинематическая в <i>сст</i>	20—23	28—32	44—48	57—61
б) соответствующая ей условная в градусах Энглера	2,9—3,2	3,5—4,5	6,0—6,5	7,5—8,0
Вспениваемость:	0,04	0,04	0,07	0,05
а) содержание осадка после окисления в %	0,1	0,1	0,15	—
б) кислотное число после окисления в мг КОН на 1 г масла, не более	0,35	0,35	0,45	—
Вспениваемость в %, не более	0,005	0,005	0,02	0,04
Вспениваемость в мин., не более	8	8	8	8
Вспениваемость водорастворимых кислот и щелочей	Отсутствие			
Вспениваемость механических примесей	Отсутствие			
Вспениваемость вспышки (определяемая в приборе Бренкена) в С, не ниже	180	180	190	195
Температура застывания в С, не выше	—15	—10	—10	—
Температура проб проб с подкислением в баллах, не более	2	2	2	2
Прозрачность при 0 С	Прозрачно			

Примечания. 1. Определение вязкости по Энглери допускается только для заводского контроля и приемочных испытаний. 2. Прозрачность определяется в стеклянной пробирке диаметром 18—20 мм. Продукт, охлажденный до 0°, должен оставаться прозрачным. 3. Упаковку, маркировку, хранение, транспортировку и приемку турбинных масел производят по ГОСТ 1510-42. 4. При приемке-сдаче турбинных масел для анализа отбирают среднюю пробу в количестве 1,5 л масла каждой марки.

ИНСТРУКЦИИ ПО ОБСЛУЖИВАНИЮ ПАРОВЫХ ТУРБИН, ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И БОЙЛЕРНОЙ УСТАНОВКИ

Глава тридцать шестая

ОБСЛУЖИВАНИЕ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН, ТУРБИН С ОТБОРОМ ПАРА И ТУРБИН С ПРОТИВОДАВЛЕНИЕМ

§ 145. Общие замечания

Ниже приводится в качестве типовой инструкция по пуску и обслуживанию в работе турбоустановки типа ВК-100-2. Нумерация задвижек, вентиля и прочей аппаратуры установки соответствует типовой схеме трубопроводов, показанной на фиг. 151.

Основные правила пуска, значительное число пусковых операций и правила обслуживания работающей турбины и вспомогательного оборудования являются общими для турбин всех типов.

Отличительные особенности пуска и обслуживания турбин с отбором пара и турбин с противодавлением указаны дополнительно в § 159. Нижеприведенная инструкция не является должностной, и в случае ее использования для составления инструкций для персонала машинного цеха она должна быть переработана в соответствии с распределением обязанностей среди обслуживающего персонала конкретной установки.

При составлении инструкции предполагалось, что:

а) циркуляционные насосы находятся в пределах машинного зала,

б) установка оборудована испарителями и

в) турбина снабжена двумя клапанами автоматического затвора типа, изображенного на фиг. 49 (см. стр. 351, п. 3).

ИНСТРУКЦИЯ ПО ОБСЛУЖИВАНИЮ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ ТИПА ВК-100-2 ЛЕНИНГРАДСКОГО МЕТАЛЛИЧЕСКОГО ЗАВОДА

§ 146. Подготовка к пуску, прогрев паропроводов до главной запорной задвижки

1. Осмотреть паротурбинную установку и убедиться, что она полностью подготовлена к пуску, т. е.:

а) все задвижки и вентили закрыты, кроме вентиля для обеспаривания 34а, 35а, 34б и 35б, первых по ходу пара вентиля продувки и ревизионных на паровых линиях, вентиля 143 продувки паропроводов отбора и задвижек на всасывании масляных насосов и на маслопроводах перед маслоохладителями и за ними;

б) удостовериться в том, что на установке не производится никаких ремонтных работ и в тепловой, ни в электрической части; все контрольно-измерительные приборы находятся на своих местах и в исправности; уровень масла в баке достаточен, поплавков маслоуказателя не заедает и все колпачковые масленки заполнены густой смазкой; что подшипники всех насосов, электродвигателей и вспомогательной турбины пускового масляного насоса залиты маслом и смазочные колеса свободно проворачиваются; что тахометр смазан.

2. Произвести проверку действия командоаппарата.

3. Получить подтверждение от дежурного электротехника в том, что электрическая часть органов защиты, автоматики и сигнализации проверена непосредственно перед пуском турбоагрегата.

Проверке подлежат: реле осевого сдвига, схема маслоуказателя и реле пуска масляного электронасоса, сигнализация положения клапана автоматического затвора, сигнализация ограничителя мощности, схемы защитных устройств подогревателей в. д. и обратных клапанов с электромагнитным воздействием на паропроводах отборов.

4. Удостовериться в наличии всех измерительных приборов на оборудовании регенеративной системы и испарительной установки и в готовности к пуску сливных электронасосов 76 подогревателей низкого давления и сливных насосов 169 испарительной установки.

5. Проверить исправность механизмов обратных клапанов с электрическим воздействием на паропроводах отбора и зарядить их запирающие механизмы.

6. Проверить, что рычаги регулятора безопасности расцеплены.

7. Произвести измерение зазоров по указателям тепловых расширений и результаты записать в журнал.

8. Убедившись, что турбина подготовлена к пуску, начать прогрев паропроводов свежего пара со стороны котельной в пределах машинного зала, для чего обеспечить заполнение паром обоих главных паропроводов до запорных задвижек 13а и 13б и вспомогательного паропровода, открыв предварительно вентили 4а и 4б. Постепенно поднять давление пара в паропроводах до 2—3 ат и прогревать при этом давление в течение 20 минут.

Дальнейший подъем давления производить в соответствии с табл. 28.

Таблица 28

Этапы подъема давления, атм	3—6	6—15	15—40	40—90
Скорость подъема давления, атм/мин	0,5	1	2	5

При этом скорость повышения температуры пара не должна превышать 5° в минуту.

После появления бесцветного пара из вентилей ревизии открыть вторые по ходу продувочные вентили и закрыть ревизионные.

Одновременно с прогревом паропровода обеспечить прогрев и удаление воды из паропровода турбинки пускового масляного турбонасоса, приоткрыв вентили 4в, 5, 6, 9 и 10.

9. Проследить за парением из вентилей обеспаривания 34а, 35а, 34б и 35б.

При прогреве паропровода пар не должен проникать в стоящую турбину.

При наличии парения через вентили обеспаривания проверить закрытие запорных задвижек 13а и 13б и пусковых задвижек 14 и 15.

§ 147. Подготовка к пуску и пуск масляной системы. Пуск валоповоротного устройства

1. Слить отстой из нижней точки масляного бака.

2. Проверить при помощи воздушных краников, что масляные электро- и турбонасосы залиты маслом.

3. Пустить масляный электронасос и проверить, что при закрытых напорных задвижках он создает давление около 2,0 атм.

Открыть задвижку на перемычке,¹ соединяющей напорные маслопроводы пускового масляного турбонасоса и масляного электронасоса. Затем медленно открыть напорную задвижку масляного электронасоса на систему смазки и убедиться в том, что:

а) давление в системе смазки за маслоохладителями равно около 0,4 атм;

б) масло поступает ко всем подшипникам турбоагрегата;

в) из системы маслопроводов нет течей масла.

Проверить в течение 5—10 минут, что насос работает исправно, остановить его, оставив задвижки со стороны всасывания и нагнетания открытыми.

После опробования насоса задвижку на напорной перемычке между масляными турбо- и электронасосами оставить открытой.²

4. После того как давление в обоих главных и вспомогательном паропроводах и в линии к масляному турбонасосу достигло нормального, закрыть вентили 4в, 5 и 6 перед турбинкой. Затем открыть клапан автоматического затвора 8

¹ Задвижка на перемычке между напорными линиями резервного масляного электронасоса и пускового масляного турбонасоса должна быть всегда открыта и подлежит закрытию лишь во время ремонта электронасоса, требующего разборки маслопровода (см. § 38 и 56).

² В случае первого пуска турбоагрегата после монтажа или ремонта должен быть подготовлен запас масла в количестве 2—3 т для пополнения масляного бака после заполнения маслом системы маслопроводов.

турбинки и опробовать исправность его механизма путем закрытия клапана от руки поворотом углового рычага. Открыть продувку 12 из корпуса турбинки, а затем повторно открыть клапан автоматического затвора турбинки и полностью открыть вентиль 4в.

Незначительно приоткрыв вентиль 6 перед ограничительной шайбой 7, произвести в течение 3—5 минут продувку и прогрев корпуса турбинки.

5. Дополнительным открытием вентиля 6 поднять обороты турбокасоса до 400—450 в минуту и прогревать турбинку при этих оборотах в течение 10 минут.

6. Убедившись в исправной работе турбинки и насоса, постепенно поднять обороты турбокасоса до 4000 в минуту и убедиться в том, что насос развивает при этом достаточное давление.

7. Если при пуске масляного турбокасоса имеет место заметное повышение температуры корпуса насоса, следует приоткрыть напорную задвижку для прокачки некоторого количества масла через систему. После доведения числа оборотов насоса до нормальных приоткрыть напорную задвижку настолько, чтобы через масляную систему началась незначительная циркуляция масла.

8. Удостовериться в том, что все масляные линии плотны и нигде нет течей масла.

9. Приступить к опробованию регулятора безопасности турбинки пускового масляного турбокасоса, для чего медленно открывать задвижку 6 перед ограничительной шайбой, следя за повышением оборотов насоса. Регулятор безопасности должен сработать при 5000—5300 об/мин, если открытием задвижки 6 не удастся поднять обороты турбинки, медленно приоткрыть задвижку 5 на параллельном паропроводе.¹

10. Если по достижении 5000—5300 об/мин регулятор безопасности не срабатывает или автоматический затвор турбинки не закроется, быстро закрыть обе задвижки 5 и 6 на подводе пара.

Впредь до устранения причины неисправности повторное повышение оборотов масляного турбокасоса запрещается.

11. После капитального ремонта турбинки турбокасоса или после ревизии его

регулятора безопасности проверку действия регулятора произвести дважды.

Результаты проверки регулятора безопасности занести в журнал.

12. После опробования регулятора безопасности турбокасоса насоса поднять число оборотов насоса до нормального, полностью открыть напорную задвижку и убедиться в том, что давление масла перед редукционным клапаном (в системе регулирования) и за ним (в системе смазки)— нормальные.

Давление в системе регулирования должно быть равно 12 атм, а в системе смазки 0,4 атм. Давление в демпферной камере редукционного клапана должно быть 0,75—1,5 атм.

Пуск турбины при давлениях, отличных от вышеуказанных, не допускается.

13. Повторно проверить плотность всей масляной системы и убедиться в том, что масло сливается из всех подшипников турбоагрегата. Пуск турбины при наличии неплотностей в масляной системе не допускается.

14. Подать напряжение к реле пуска масляного электрокасоса, после чего медленно снизить давление масла, развиваемое турбокасосом, прикрывая вентилем 6 подачу пара к нему.

При снижении давления масла в системе смазки за маслоохладителями до 0,25 ($\pm 0,03$) атм реле должно включить световой и звуковой сигналы, а при снижении давления масла до 0,2 ($\pm 0,03$) атм реле должно включить в работу масляный электрокасос. Остановив электрокасос и понизив давление масла в системе путем дальнейшего уменьшения оборотов турбокасоса, убедиться в том, что при давлении масла 0,15 ($\pm 0,03$) атм действует автоматическая блокировка, препятствующая работе электропривода валоповоротного устройства при недостаточном давлении смазки.

После проверки действия реле пуска масляного электрокасоса поднять турбокасосом давление масла до нормального.

15. Записать в журнал результаты проверки действия реле пуска электрокасоса.

16. Пустить валоповоротное устройство, для чего:

- а) открыть подвод масла к нему;
- б) откинув кожух маховика, оттянуть за головку заделку, стопорящую наружный рычаг;
- в) повернуть паружный рычаг в сторону турбины до упора;
- г) отжимая рычаг в сторону турбины, вращать маховик в любом направлении до тех пор,

¹ Регулятор безопасности приводной турбинки пускового масляного турбокасоса подлежит опробованию не реже одного раза в три месяца, а также после каждого ремонта, при котором разбиралось регулирование турбинки.

пока не станет ощутимым сцепление шестерни со шпинцами червячного колеса;

д) вращать маховик по часовой стрелке до тех пор, пока наружный рычаг не будет доведен до фиксирующего штифта. В этот момент приводной электродвигатель автоматически включится в работу, и валоповоротное устройство начнет вращать ротор турбоагрегата. После этого следует закрыть кожух маховика и закрепить его.

Валоповоротное устройство должно находиться в непрерывном вращении вплоть до момента трогания турбины, когда оно будет автоматически отключено.

§ 148. Проверка действия органов защиты и регулирования при стоящей турбине

1. Поставить стрелку ограничителя мощности в положение на 0,5 мм левее нулевого деления шкалы. •

2. Зарядить поочередно механизмы обоих клапанов автоматического затвора, для чего:

а) вращать маховичок каждого механизма по часовой стрелке (если смотреть на маховичок сверху) до упора;

б) оттянуть вниз ручку на конце рычага звездочки механизма каждого клапана, после чего продвинуть ручку вдоль прорези серыги штока масляного выключателя до упора.

3. Сдвинуть рычаги регулятора безопасности, для чего поднять рычаг включения и через глазок на торцевой крышке переднего блока проверить, что он вошел в полное зацепление с рычагом выключения.

Убедиться в том, что после этого:

а) сервомотор регулирующих клапанов переместился кверху до крайнего положения, соответствующего полному открытию клапанов;

б) кулачковый распределительный вал повернулся на 135°;

в) шток масляного выключателя обоих клапанов автоматического затвора переместился и ручка рычага звездочки зашла в уширенную часть прорези серыги штока.

4. Вращая поочередно маховички клапанов автоматического затвора, убедиться в исправности клапанов, отсутствии заеданий и течи масла из системы маслопроводов автоматических затворов.

5. Открыть каждый клапан автоматического затвора на $\frac{1}{3}$ его хода, после чего поднять рычаг расцепления (см. стр. 351, п. 3).

Проверить при этом, что:

а) оба клапана автоматического затвора и

регулирующие клапаны быстро без заеданий закрываются;

б) кулачковый распределительный вал и сервомотор заняли положение, соответствующее нулевой отметке их шкал.

Зарядить механизмы обоих клапанов автоматического затвора. После ремонтов или ревизии клапанов автоматического затвора произвести вышеуказанную проверку механизмов клапанов дважды.

Результаты занести в журнал.

Пуск турбины в случае обнаружения заеданий или иных неисправностей в системе регулирования и защиты не допускается.

6. Зарядив механизмы обоих клапанов автоматического затвора, открыть каждый клапан на $\frac{1}{3}$ его хода.

Медленно вращая маховичок ограничителя мощности по часовой стрелке, убедиться в том, что при повороте указателя до деления 9—11 по шкале ограничителя сервомотор и регулирующие клапаны начинают плавно закрываться. Проследить при этом по манометрам на щите турбины, чтобы полное закрытие сервомотора регулирующих клапанов происходило при давлении масла под золотником сервомотора, равном 3 атм, давлении масла над поршнем сервомотора — 12 атм и давлении масла под поршнем — около 0,6 атм.

Пружина золотника сервомотора настроена так, что при давлении под золотником 5 атм сервомотор открыт на 53 ± 3 мм.

7. Продолжая вращать маховичок ограничителя мощности по часовой стрелке, убедиться в том, что при положении стрелки указателя на делении 16—17 давление масла за золотником регулятора безопасности упадет с 12 атм до $6,5 \pm 0,5$ атм, причем в этот момент сработают масляные выключатели обоих клапанов автоматического затвора и клапаны закроются. После этого продолжать вращение маховичка ограничителя мощности до деления 18 мм, при чем давление масла за золотником регулятора безопасности не должно быть ниже 4,25 атм. Это давление должно превышать не менее чем на 0,5 атм давление масла под поршнем золотника регулятора скорости.

8. После указанных проверок следует вновь зарядить оба механизма клапанов автоматического затвора, оставив клапаны закрытыми. Затем, вращая маховичок ограничителя мощности против часовой стрелки, опустить золотник регулятора скорости до положения, при котором давление импульсного масла под золотником сервомотора регулирующих клапанов подни-

мается до 1—2 атм. При этом регулирующие клапаны должны остаться закрытыми.

9. Ослабить натяжение пружины синхронизатора (приспособления для изменения числа оборотов), для чего вращать его маховичок по часовой стрелке до предельного положения, соответствующего минимальному числу оборотов турбины.

10. Включить реле осевого сдвига, для чего:

а) повернуть ключ его переключателя на щите турбины из среднего положения «выключено» вправо — в положение «испытание» — и убедиться в том, что стрелка указывающего прибора показывает положение ротора в пределах его осевого разбег;

б) повернуть ключ переключателя в левое положение — «работа» — и удостовериться в том, что зеленая лампа загорелась.

§ 149. Пуск конденсационного устройства.

Прогрев паропровода от главных запорных задвижек до регулирующих клапанов турбины и подъем вакуума¹

1. Пустить конденсационное устройство, для чего:

а) заполнить паровое пространство конденсатора конденсатом или химически очищенной водой до $\frac{3}{4}$ водоуказательного стекла, после чего плотно закрыть вентиль заполнения 67;

б) открыть выходные задвижки 207 и приоткрыть входные задвижки 203б в конденсатор. Открыть задвижки 204 на перемычках входных циркуляционных трубопроводов конденсаторов;

в) опробовать оба циркуляционных насоса и оставить в работе один из них.

Пуск турбины и начальный набор нагрузки производится при одном работающем циркуляционном насосе. Второй насос включается в работу впоследствии в зависимости от нагрузки.²

2. В случае заливки насосов специальным эжектором 227, обслуживаемым с площадки машиниста, пустить этот эжектор, для чего:

а) открыть вентили 52 и 229 на паровой линии эжектора;

б) продуть паропровод к эжекторам и установить дроссельным клапаном 228 давление пара перед эжектором согласно указанию на его фирменном щите;

в) открыть вентили на воздушных линиях 232 и 230 (вентиль 230 открывается дежурным по конденсационному помещению);

г) после пуска циркуляционного насоса открыть задвижки 231 на линиях отсоса воздуха из верхних точек циркуляционной системы;

д) после начала циркуляции охлаждающей воды через систему остановить вспомогательный эжектор, закрыв сначала вентиль на воздушных линиях, а затем на паровых. Для обеспечения готовности к пуску второй циркуляционный насос поддерживается в залитом состоянии путем открытия соответствующих вентилей 230 и 231 для соединения его с сифонном циркуляционной системы.

3. Проверить открытие задвижек основного конденсата на входе и выходе из основного эжектора, подогревателей низкого давления и конденсатора испарителя (61к, 61к, 71а, 71б, 166б, 167, 82, 83, 92, 93), а также на входе в охладители дренажа греющего пара второй ступени испарителя и подогревателей низкого давления № 2 и 3 (166а, 177, 91), и закрытие задвижек 70а и 70б перед ПНД № 1 и обводных задвижек (61, 72, 168, 84, 94).

Проверку отсутствия воздуха в трубной системе подогревателей производить путем открытия после пуска конденсатного насоса воздушных кранков. Краники закрыть, как только из них пойдет вода без пузырьков воздуха.

Поочередно опробовать каждый из трех конденсатных насосов и оставить в работе после опробования один из них впрямь до увеличения нагрузки на турбину. Пуск турбины производится при одном работающем насосе.

Открыть задвижку 49 от работающего насоса для подачи конденсата к водяным уплотнениям вакуумной арматуры.

4. Открыть задвижку 66 на линии обратной циркуляции конденсата в конденсатор.

5. Пустить один из основных эжекторов 56 и вспомогательный эжектор 57, для чего:

а) открыть вентиль 53а пускаемого основного эжектора и вентиль 53б;

б) продуть паропроводы эжекторов и установить дроссельными вентилями 54 и 55 давление 16—20 атм перед эжекторами и проверить по вакуумметрам, что эжекторы создают достаточно глубокий вакуум;

в) открыть задвижки 58 и 60 для отвода конденсата рабочего пара из основного эжектора. Открытие вентилей 59 должно быть отрегулировано при первом пуске после монтажа или ревизии;

г) открыть воздушные задвижки 62а и 62б в конденсаторах и 63 и 64 пущенных эжекторов и убедиться в том, что вакуум в системе начал углубляться.

¹ См. сноску на стр. 331

² См. § 155, п. 5.

6. Прогреть паропровод от главных запорных задвижек 13а и 13б до регулирующих клапанов, для чего:

а) закрыть вентили обеспаривания 34а, 35а, 34б и 35б;

б) открыть вентили 37а и 37б для подачи охлаждающей воды к сервомоторам клапанов автоматического затвора;

в) закрыть ревизионный вентиль 39 на линии продувки из перепускных труб и открыть продувочный вентиль 40;

г) открыть продувочные вентили 14б боковых коробок регулирующих клапанов;

д) открыть полностью оба клапана автоматического затвора (см. стр. 351, п. 3);

е) открыть вентиль 14 и затем, медленно приоткрывая пусковой вентиль 15, поднимать давление в паропроводах к регулирующим клапанам до 60—65 ата, следя за тем, чтобы температура стенок паровой коробки клапана автоматического затвора не возрастала быстрее, чем на 4° С в минуту. Давление 60—65 ата поддерживать перед регулирующими клапанами до момента трогания турбины (см. § 150).

Примечание. После того как при помощи ревизионного вентиля 39 будет установлено, что выходящий пар бесцветен, допускается уменьшить продувку через вентиль 40.

7. Подать пар на уплотнения турбины, для чего:

а) включить парохладитель 27 на паропроводе подачи пара к уплотнениям. Для этого, проверив отсутствие заеданий в предохранительном клапане 25, приоткрыть вентили 29а, 29б, 30а и 30б подачи пара к уплотнениям и вентили 32а, 32б, 33а, 33б дренажа уплотнений в воронки;

б) открыть дренажный вентиль 28 из парохладителя в конденсатор;

в) открыть вентиль 26 на линии подвода конденсата к парохладителю;

г) открыть запорные вентили 21а и 21б на паропроводе к охладителю;

д) с помощью дроссельного клапана 22 на паропроводе к охладителю и вентиля 26 на линии конденсата к нему установить давление в охладителе 0,5 ати и температуру пара за парохладителем в пределах 125—140° С.

Примечание. Операции по подаче пара в систему лабиринтовых уплотнений выполнять во время прогрева паропроводов до регулирующих клапанов.

8. Количество пара на уплотнения регулировать по мере углубления вакуума так, чтобы из вестовых труб происходило слабое парение. Следить за температурой пара, подаваемого

к уплотнениям, поддерживая ее с помощью подачи конденсата в охладитель.

9. Когда вакуум достигнет примерно 500 мм рт. ст., остановить пусковой эжектор 57, закрыв сначала воздушную задвижку 64, а затем паровой вентиль 53б и дроссельный клапан 55.

§ 150. Пуск и прогрев турбины¹

1. Перед пуском турбины проверить, что:

а) масло подступает ко всем подшипникам турбоагрегата в достаточном количестве, температура масла не превышает 40—45° С и давление масла в системах смазки и регулирования нормальны;

б) конденсационная система работает исправно и вакуум достиг 450—500 мм рт. ст.;

в) регулирующие клапаны закрыты.

2. Переключить продувку перепускных труб атмосферы на конденсатор, для чего закрыть продувочные вентили 40 и 38 и вслед за этим открыть вентили 41 и 42.

3. Вращением маховичка ограничителя мощности против часовой стрелки открыть первый регулирующий клапан настолько, чтобы ротор турбины начал вращаться с числом оборотов в пределах от 300 до 500 в минуту, в чем убедиться по ручному тахометру. Проверить, что валоповоротное устройство автоматически отключилось и рычаг его застопорился защелкой.

4. Закрыть вентиль 15 на обводной линии. При полностью закрытом доступе пара во вращающуюся турбину прослушать ее. При обнаружении заеданий в проточной части или в уплотнениях, а также ненормальном шуме в переднем блоке или масляном насосе турбины остановить и известить начальника смены.

5. При нормальном звуке вращающегося ротора вращением маховичка ограничителя мощности против часовой стрелки полностью открыть регулирующие клапаны, что соответствует повороту кулачкового вала на 135° по его шкале. После этого медленно приоткрыть пусковой вентиль 15 и установить число оборотов в пределах 300—500 в минуту.

¹ Для сокращения продолжительности пуска завод разрешает прогрев коробки клапана автоматического затвора и паропроводов от главной запорной задвижки до турбины производить одновременно с прогревом турбины на оборотах. При таком способе пуска следует предварительно ограничить мощности полностью открыть все регулирующие клапаны. Пуск и последующий прогрев с повышением оборотов производится постепенным открытием вентиля 15, причем давление пара перед регулирующими клапанами постепенно возрастет до нормального значения.

6. При оборотах ротора, равных 300—500 в минуту, произвести прогрев турбины в течение 15—20 минут.

7. С момента пуска турбины в ход начать регулярные записи показаний измерительных приборов каждые 30 минут. Отметить в журнале время начала прогрева на малых оборотах.

8. Откачивать конденсат в деаэратор при повышении уровня в конденсаторе.

Для откачки открывать задвижки 70а и 70б и прикрывать задвижку 66.

9. Подать охлаждающую воду на маслоохладители в случае повышения температуры масла перед ними сверх 45° С. После включения маслоохладителей с водяной стороны температура масла после маслоохладителей должна быть в пределах 35—40° С.

§ 151. Повышение оборотов, проверка регулирования и защиты. Синхронизация

1. После прогрева турбины при 300—500 об/мин в течение 15—20 минут и при отсутствии признаков каких-либо нештатностей в работе всего оборудования приступить к повышению числа оборотов со скоростью 50 об/мин до 1300—1400 об/мин.

2. В период повышения оборотов следить:

а) за исправной работой масляной системы.

При повышении давления масла вследствие увеличения производительности главного масляного насоса уменьшить обороты пускового масляного турбонасоса. Если в процессе пуска турбины обнаружится неисправность масляного турбонасоса, выражающаяся в падении давления масла или появлении ненормального шума в насосе, надлежит пустить масляный электронасос и остановить турбину;

б) за давлением масла в демпферной камере.

Повышение числа оборотов турбины в случае отклонения этого давления от нормального (0,75—1,5 атм) не допускается;

в) за вибрацией турбоагрегата и за боем переднего хвостовика ротора, выступающего из торцевой крышки переднего блока.

При возникновении вибрации или появлении боя у переднего хвостовика, свидетельствующего об искривлении ротора, снизить обороты до исчезновения вибрации и успокоения хвостовика, что укажет на выпрямление ротора. После этого возобновить повышение оборотов.

В случае необходимости эта операция должна быть повторена;

г) за вакуумом.

К моменту достижения турбиной 3000 об/мин вакуум в конденсаторе должен иметь нормальное значение;

д) за равномерностью теплового расширения турбины по специальным указателям.

При обнаружении различия тепловых расширений по обе стороны турбины или отличия их величины от значений, записанных при предыдущих пусках, следует приостановить дальнейшее повышение оборотов и сообщить начальнику смены.

К моменту окончания прогрева турбины на 300—500 об/мин стрелка указателя расширения на раме переднего подшипника должна показывать около 2 мм (при нормальном вакууме);

е) за разностью температур сверху и снизу цилиндра в зоне регулирующего колеса. Если эта разность больше 35° С, необходимо приостановить повышение оборотов и продолжить вращение на постоянных оборотах до снижения этой разности до 35° С.

3. Скорость нарастания числа оборотов должна быть повышена при приближении к критическим числам оборотов гибкого ротора генератора и гибкого ротора н. д. турбины, которые должны быть быстро пройдены.

Ротор генератора типа ТВ-100-2 (с водородным охлаждением) имеет первую критическую скорость около 700/600 об/мин и вторую критическую скорость около 1930/1895 об/мин.

Ротор н. д. турбины имеет критическую скорость около 1670 об/мин.

Повышение оборотов производить отдельными этапами с выдержкой для дополнительного прогрева турбины при постоянном числе оборотов в следующем порядке:

а) По достижении 1400 об/мин держать ротор на постоянных оборотах в течение 20—30 минут, после чего поднять обороты до 2300—2400 в минуту со скоростью повышения оборотов по 100 в минуту.

б) Прогреть турбину при 2300—2400 об/мин в течение 30 минут.

в) Проверить исправность работы всего оборудования и, удостоверившись, что пружина синхронизатора полностью ослаблена, поднять обороты ротора до момента вступления в работу регулятора скорости, т. е. до начала закрытия регулирующих клапанов.

г) Постепенно вращением маховичка синхронизатора и дополнительным открытием пускового вентилля 15 поднять равномерно в течение 30 минут обороты турбины с 2300—2400 в минуту до 3000 в минуту.

Турбина должна проработать на холостом ходу до тех пор, пока температура нижней половины не достигнет $210-220^{\circ}\text{C}$, но не менее 30 минут.

При установившемся тепловом состоянии турбины на холостом ходу (при нормальном вакууме) стрелка указателя теплового расширения на раме переднего подшипника должна стоять приблизительно против деления 4 мм.

Таким образом, общая продолжительность прогрева турбины на оборотах должна составлять не менее 2,5—3,0 часов.

Примечания. 1. Пуск турбины при отсутствии тепловой изоляции запрещается. Изоляция должна быть наложена (или восстановлена) при первом медленном и длительном прогреве после монтажа или ремонта.

2. При постепенном возрастании вакуума скорость вращения ротора может начать быстро возрастать. В этом случае необходимо несколько прикрыть обводный вентиль 15 для восстановления числа оборотов.

4. По достижении 1500—2000 об/мин понизить число оборотов пускового масляного турбонасоса. Если давление напорного масла сохранится неизменным, остановить пусковой турбонасос.

После остановки пускового масляного турбонасоса оставить открытыми клапан автоматического затвора его приводинной турбинки и всасывающую и нагнетательную задвижки насоса для возможности быстрого пуска турбонасоса с площадки машинного зала.

5. Проследить за тем, чтобы по достижении 2700—2750 об/мин регулятор скорости вступил в работу и регулирующие клапаны высокого давления полностью закрылись, кроме первого клапана, поддерживающего холостой ход турбины.

Записать в журнале время достижения турбиной 3000 об/мин.

6. По достижении турбиной 3000 об/мин проверить, что:

а) давление масла в системе регулирования составляет $12 \pm 0,2$ атм, в камере пружины редукционного клапана — от 0,75 до 1,5 атм, а в системе смазки за маслоохладителями — 0,4 атм;

б) указатель шкалы хода муфты регулятора скорости стоит против деления $8 \pm 0,5$ мм;

в) давление под золотником сервомотора равно 4,0—4,5 атм;

г) давление под поршнем и над поршнем золотника регулятора скорости ($\varnothing 45$) равно $2,7-3,9$ кг/см².

7. Зафиксировать осевое положение ротора по индикатору осевого сдвига и сопоставить его показание с результатом замера осевого по-

жения с помощью скобы и щупа по переднему хвостовику ротора.

8. Открытием пускового вентиля 15 довести давление пара перед регулирующими клапанами до нормального. При повышении давления пара до нормального проследить за числом оборотов турбины, которое автоматическим регулированием должно поддерживаться равным 3000 в минуту. Если при этом обороты турбины будут возрастать, то турбина должна быть остановлена. Запрещается эксплуатация турбины в случае неспособности регулирования удерживать на холостом ходу нормальные обороты.

9. Проверив, что турбина на холостом ходу работает удовлетворительно, записать показания всех измерительных приборов и произвести проверку действия регулирования и защиты на холостом ходу, для чего:

а) прикрыть клапан 15 настолько, чтобы давление пара перед регулирующими клапанами осталось нормальным и чтобы был возможен пропуск пара, несколько превышающий расход холостого хода;

б) проверить исправность механизмов обоих клапанов автоматического затвора, для чего расцепить рычаги регулятора безопасности и проследить за тем, чтобы клапаны автоматического затвора закрылись мгновенно, но без резкого стука, и чтобы обороты турбины сразу начали снижаться;

в) повернуть маховичок синхронизатора по часовой стрелке на 3 4 оборота, вслед за чем зарядить механизмы обоих клапанов автоматического затвора и сцепить рычаги регулятора безопасности.

Медленно поднять обороты постепенным открытием обоих клапанов автоматического затвора, после чего открыть оба клапана полностью; довести обороты синхронизатором до 3000 в минуту;

г) проверить действие синхронизатора, для чего равномерно вращать его маховичок на несколько оборотов по часовой стрелке и против часовой стрелки; убедиться, что при этом обороты турбины будут плавно уменьшаться, а затем увеличиваться, т. е., что регулирование и парораспределение работают исправно — без заедания и заметного трения;

д) произвести опробование автоматов безопасности повышенным оборотом, если пуск турбины производится после ремонта, а также если разборка системы регулирования не производилась, но прошло 2000 часов после предыдущего опробования.

Перед опробованием автоматов безопасности произвести на холостом ходу турбины раздельную проверку плотности регулирующих клапанов парораспределения и обоих клапанов автоматического затвора свежего пара.

Для проверки плотности регулирующих клапанов следует при полностью открытых клапанах автоматического затвора закрыть регулирующие клапаны. С этой целью нужно вращать маховичок ограничителя мощности по часовой стрелке до полной посадки поршня сервомотора, а следовательно, и самих регулирующих клапанов (чему соответствует снижение давления масла под золотником сервомотора до 1—2 атм). В посадке поршня надлежит удостовериться по указателю его хода, а в закрытии клапанов — по указателю поворота кулачкового вала.

Проследить за снижением числа оборотов турбины и зафиксировать в журнале установившееся наименьшее число оборотов, а также параметры свежего пара и абсолютное давление в конденсаторе.

Для возможности сопоставления в последующем плотности клапанов необходимо при испытаниях поддерживать одинаковые (по возможности — нормальные) параметры свежего пара и абсолютное давление в конденсаторе.

После испытания, повернув предварительно маховичок синхронизатора по часовой стрелке на 3—4 оборота, медленно восстановить число оборотов осторожным вращением маховичка ограничителя мощности против часовой стрелки и полностью вывести ограничитель из действия, а затем довести синхронизатором число оборотов до 3000 в минуту.

Для проверки плотности клапанов автоматического затвора надлежит при выведении из действия ограничителя мощности вручную полностью закрыть оба клапана автоматического затвора (не расцепляя рычагов автомата безопасности).

Проследить за снижением числа оборотов и, когда оно перестанет падать, произвести наблюдения и записи, как указано выше в предыдущем описании проверки плотности регулирующих клапанов.

После испытания, повернув предварительно маховичок синхронизатора по часовой стрелке на 3—4 оборота, поднять обороты турбины осторожным постепенным открытием левого клапана автоматического затвора при закрытом правом клапане, а затем открыть полностью оба клапана и довести синхронизатором обороты до 3000 в минуту.

Примечание. Левый клапан автоматического затвора расположен с левой стороны, если смотреть на агрегат с торца со стороны турбины.

При каждом пуске производить расхаживание бойков автоматов безопасности при нормальных оборотах с помощью масляного устройства.

Пуск турбины с неисправным автоматом безопасности категорически запрещается.

После проверки автоматов безопасности занести в журнал результаты.

10. Дать на щит управления по командопарату сигналы «внимание» и «готово».

11. Синхронизация турбогенератора производится со щита управления путем дистанционного воздействия на электродвигатель синхронизатора или выполняется машинистом турбины по сигналам со щита управления «прибавить» или «убавить» путем вращения вручную маховичка синхронизатора.

Примечание. Электрическая нагрузка в результате подключения агрегата к сети щитом управления не должна превышать 3000 кат.

12. После получения со щита управления сигналов «внимание», «включено», означающих, что генератор включен на электрическую сеть, машинист турбины должен:

а) открыть полностью одну из главных запорных задвижек свежего пара 13а или 13б, после чего повернуть маховик ее обратно на $\frac{1}{2}$ оборота;

б) закрыть пусковые вентили 14 и 15;

в) прикрыть дренажные вентили из уплотнений 32а, 32б, 33а и 33б;

г) открыть вентили отсоса пара от штоков регулирующих клапанов и клапана автоматического затвора и отрегулировать подачу пара к уплотнениям, обеспечить незначительное парение из вестовых труб.

Дать на щит управления сигналы «внимание» и «прибавить», указывающие на готовность турбины к принятию нагрузки.

§ 152. Нагружение турбины

1. Длительную работу турбины на холостом ходу можно допускать лишь в особых случаях (сущка генератора, специальные испытания и т. п.).

2. Отметить в журнале время начала нагружения турбины.

3. Не допускать, чтобы средняя скорость приращения нагрузки превысила 500 кат в минуту. При нагрузке 3000—5000 кат проработать до тех пор, пока температура нижней половины

цилиндра высокого давления в зоне регулирующей ступени достигнет $290-300^{\circ}\text{C}$. По достижении нагрузки $15\,000-20\,000\text{ кВт}$ проработать не менее 1 часа.

4. После того как турбина приняла небольшую нагрузку, следует закрыть вентили продувки перепускных труб (41 и 42) и цилиндра турбины (146) на конденсатор. Вентили 145 продувки паровых коробов боковых регулирующих клапанов следует закрывать после открытия соответствующего клапана.

5. Во время увеличения нагрузки турбины убедиться в том, что сервомотор и клапаны регулирования перемещаются сразу вслед за вращением синхронизатора, т. е. без заедания и заметного трения.

При нормальной работе органов регулирования и парораспределения давление масла над поршнем сервомотора и под ним при его перемещении значительно меньше 12 атм .

6. Если при вращении маховичка синхронизатора против часовой стрелки турбогенератор не принимает нагрузки, надлежит прекратить дальнейшее вращение синхронизатора и перед выяснением причин неисправности в системе регулирования или парораспределения повернуть маховичок синхронизатора по часовой стрелке на несколько оборотов в сторону снижения нагрузки.

7. По мере повышения нагрузки турбины регулировать подачу пара на концевые уплотнения таким образом, чтобы вестовые трубы слегка парили.

По соображениям экономичности желательно, чтобы клапан 22 при работе турбины был закрыт, а снабжение паром концевых уплотнений происходило за счет пара, отводимого от штоков клапанов. При малых нагрузках регулировка подачи пара производится дроссельным клапаном 22, а вентили 29а, 29б, 30а и 30б, служащие для распределения пара между обоими концевыми уплотнениями, должны прикрываться лишь настолько, чтобы парение из вестовых труб было равномерным.

Во время работы турбины дренажный вентиль 145 из трубопроводов системы уплотнений должен быть полностью открыт.

8. Когда при увеличении нагрузки дроссельный клапан 22 окажется полностью закрытым, а парение из вестовых труб будет увеличиваться, открыть клапан 31 отсоса пара на подогреватель № 1, используя вентили 29а, 29б, 30а и 30б, как и ранее, только для распределения пара между уплотнениями, стараясь держать их по возможности открытыми.

Следить за температурой пара, подогреваемого на уплотнения, регулируя ее открытием клапана 26 подачи конденсата на охладитель.

9. По мере увеличения нагрузки приоткрывать вентили 70а и 70б подогревателя № 1 и закрывать вентиль обратной циркуляции 66, поддерживая связь с машинистом конденсационной установки, наблюдающим за уровнем в водоуказательном стекле конденсатора. В случае необходимости при больших нагрузках и повышении уровня воды в конденсаторе приоткрыть обводную задвижку 61 основных эжекторов.

10. При нагружении турбины следить за вибрацией, а также за искривлением ротора по бою переднего хвостовика ротора.

В случае появления вибрации на лобом из подшипников агрегата или обнаружения боя переднего хвостовика ротора сообщить на цит управления о необходимости временного прекращения увеличения нагрузки.

Выдержать турбину при постоянной нагрузке 30 минут и, если вибрация или бой хвостовика не исчезнут, снизить нагрузку на $10-15\%$. Выдержать турбину на сниженной нагрузке дополнительно 30 минут. Если по истечении указанного времени вибрация и бой не исчезнут, сообщить начальнику смены для принятия решения о дальнейшей работе турбины.

После прекращения вибрации и успокоения хвостовика (выпрямления ротора) возобновить нагружение турбины, как указано выше.

11. Подогреватели низкого давления и независимо от них испарительную установку включать после того, как турбина приняла некоторую нагрузку. Подогреватели высокого давления включать после того, как давление пара в камере первого отбора достигнет около 10 атм .

Указания по включению подогревателей даны в § 153, а по включению испарителей — в § 154.

В случае если окажется необходимым включить подогреватели высокого давления при более низком давлении в первом отборе, то дренаж греющего пара из них должен быть направлен каскадно в подогреватель № 3 низкого давления.

Повышение нагрузки турбины свыше $84\,000\text{ кВт}$ допускается только после включения всех подогревателей низкого и высокого давления (см. § 155, п. 3).

12. По нагружении турбины до $40\,000-45\,000\text{ кВт}$:

а) открыть вторую главную запорную задвижку 13а или 13б свежего пара, после чего

повернуть маховик ее на половину оборота в сторону закрытия;

б) пустить второй конденсатный насос.

13. Обратить внимание на температуру масла перед подшипниками (после маслоохладителей) и, если она поднялась выше 40°C , дать указание дежурному по конденсационной установке об увеличении открытия входных задвижек 212 охлаждающей воды маслоохладителей.

14. Подать охлаждающую воду на газо- или воздухоохладители генератора, руководствуясь инструкцией по обслуживанию генератора.

15. Если по какой-либо причине мощность турбины должна быть ограничена, установить ограничитель мощности так, чтобы зазор между пальцем ограничителя и валиком игольчатого шарнира рычагов золотников не превышал 0,4—0,5 мм.

Причины ограничения мощности могут быть следующие:

а) частичное или полное отключение регенеративной установки;

б) неисправность турбины или генератора;

в) загрязнение проточной части турбины отложениями солей, оцениваемое по величине давлений пара в контрольных ступенях.

О предельно допустимых давлениях в контрольных ступенях см. § 155, п. 3; о пользовании ограничителем мощности см. § 155, п. 12.

16. При нагружении турбины следить за осевым положением ротора по указателю на щите турбины, периодически проверяя его показания с помощью скобы и щупа по переднему концу ротора.

17. Следить по указателям за равномерностью теплового расширения турбины.

§ 153. Включение подогревателей

1. Подогреватели включаются сначала по воде, а затем по пару. Подогреватель низкого давления № 1, состоящий из двух секций, встроенных в оба конденсатора, всегда приключен по пару к турбине.

Водяные системы подогревателей низкого давления и охладители их дренажа были включены в линию основного конденсата турбины (с одновременным перекрытием обводных задвижек) при пуске конденсационного устройства (см. § 149, п. 3), причем степень открытия водяных входных задвижек 70а и 70б подогревателя № 1 регулируется откачка основного конденсата турбины из конденсатора в деаэратор.

При включении подогревателей высокого давления № 4 и 5 необходимо иметь в виду, что питательная вода подается из деаэратора 6 ата в паровой котел через корпусы автоматических клапанов 101, 102, 109 и 110 подогревателей, причем трубные системы подогревателей отключены в это время автоматическими клапанами от трубопровода питательной воды.

Включение подогревателей производится в порядке их нумерации.

2. Включение подогревателя н. д. № 1 производится следующим образом:

а) открыть воздушные вентили 130а и 130б для отсоса воздуха;

б) дать указание машинисту конденсационной установки, чтобы он приступил к самостоятельному управлению откачкой конденсата из конденсатора, регулируя открытие задвижки 47, после чего полностью открыть задвижки 70а и 70б, убедившись предварительно в полном открытии задвижек 71а и 71б и закрытии задвижки 72;

в) дать указание машинисту конденсационной установки, чтобы он удостоверился в исправном сливе дренажа из секций подогревателя в конденсатор, о чем можно судить по установившемуся уровню в водомерных стеклах секций.

Для проверки исправности конденсатоотводчика 73а и его сигнализации следует закрыть задвижку 73б на сифонном сливе, после чего проследить за уровнем в водоуказательных стеклах секций. При недостаточном подъеме уровня конденсата в поплавковой камере конденсатоотводчика, вследствие недостатка сливаемого конденсата, надлежит опробовать электрическую сигнализацию путем подъема поплавка вручную. После опробования конденсатоотводчика открыть задвижку 73б на сифонном сливе.

3. Включить подогреватель н. д. № 2, для чего:

а) удостовериться в том, что водяные задвижки 82, 83 и 177 полностью открыты, а задвижка 84 закрыта;

б) проверить, что полностью открыт вентиль 143 для дренирования паропровода отбора до обратного клапана 79;

в) дать указание машинисту конденсационной установки, чтобы он закрыл спускной вентиль из парового пространства подогревателя и открыл вентили 126 и 131 для отсоса воздуха а конденсатор.

Примечание После включения в работу второй ступени испарительной установки (см. § 154) пе-

реключить отсос воздуха из подогревателя и. д. № 2 на конденсатор выпара 165, для чего закрыть вентили 126 и 131 и открыть вентиль 127

г) медленно открыть задвижку 81 на паропроводе к подогревателю;

д) наблюдать за уровнем конденсата в корпусе подогревателя и после повышения уровня не более чем на $\frac{1}{3}$ стекла пустить один из сливных насосов 76 и поддерживать неизменный уровень конденсата в подогревателе степенью открытия задвижки 756 на деаэрактор 6 ата.

После пуска сливного насоса опробовать исправность конденсатоотводчика 85 и его сигнального устройства, для чего открыть задвижку 86а на сливе в конденсатор и прикрывать постепенно задвижку 756, следя за уровнем в водомерном стекле; при недостаточном повышении уровня для срабатывания сигнального устройства следует несколько прикрыть сливную задвижку 86а; после проверки конденсатоотводчика вновь полностью открыть задвижку 86а и поддерживать уровень в водомерном стекле задвижкой 756;

е) прикрыть вентиль 143 обратного клапана 79, но оставить его слегка приоткрытым.

4. Включение подогревателя и. д. № 3 провести аналогично включению подогревателя № 2, причем слив конденсата греющего пара в данном случае осуществляется через конденсатоотводчик 96 и задвижку 98 в корпус подогревателя № 2. В случае неисправности подогревателя № 2 следует закрыть задвижку 98 и открыть задвижки 87а и 87б. В этом случае конденсат греющего пара будет откачиваться сливным насосом 76, а конденсатоотводчик 96 и открытая задвижка 87а обеспечат резервный слив в конденсатор.

После включения подогревателя № 3 следует отрегулировать производительность сливного насоса 76.

5. Произвести проверку подогревателей и. д. перед их включением в работу, для чего:

а) удостовериться в том, что маховики 3 и 4 (фиг. 117) автоматических стопорных клапанов 101, 102, 109 и 110, расположенных на подогревателях, находятся в нижних положениях, т. е. что клапаны эти принудительно закрыты, а также в том, что на шпинделях этих клапанов имеются ограничители подъема;

б) удостовериться также в том, что водяные вентили 10, 11, 19 и 29 (фиг. 117) защитного устройства находятся в закрытом положении;

в) проверить исправность защитного устройства, для чего: зарядить автоматический клапан 16 (фиг. 117) с электромагнитным рас-

цеплением, а затем приподнять за наружную рукоятку поплавков конденсатоотводчика до предела; удостовериться в том, что электромагнит сразу сработает, а на щите турбины загорится сигнальная лампочка.

6. Включить подогреватель в. д. № 4 в следующем порядке:

а) закрыть спускной вентиль из парового пространства подогревателя;

б) если во время отключения подогревателя снималось давление в его трубной системе, то по отсутствию повышения давления в ней при протекании воды по обводным трубопроводам убедиться в плотности прямого и обратного клапанов подогревателя в закрытом их положении;

в) вывернуть полностью шпиндели принудительного затвора автоматических клапанов 101 и 102 защитного устройства до верхнего упора и повернуть их маховики затем в обратную сторону на половину оборота;

г) открыть вентили 10 и 11 (фиг. 117) для заполнения водой трубной системы подогревателя и подачи рабочей воды из питательного трубопровода к защитному устройству и удостовериться в том, что манометры 23, 24 и 25 показывают давление воды, равное давлению в питательном трубопроводе. После заполнения водой трубной системы закрыть вентиль 11 (фиг. 117) и убедиться по отсутствию падения давления в ней и по отсутствию уровня воды в корпусе, что трубы не имеют течи. Кроме того, при заряженном механизме автоматического клапана 16 удостовериться в плотности клапана по отсутствию течи через сливную трубку 27;

д) полностью открыть вентиль 19 и проследить по манометру 25, что давление в камере *H* над поршнем сервомотора клапана 1 снизится до давления в несколько атмосфер. При этом тарелка клапана 1 поднимется до верхнего седла и перекроет обвод помимо подогревателя (что характеризуется легким ударом в нем), в результате чего питательная вода начнет проходить через трубную систему подогревателя и откроет клапан 2. После этого закрыть вентиль 19;

е) открыть вентиль 119 для отсоса воздуха в подогреватель и. д. № 3 (соответственно — вентиль 114 при включении подогревателя № 5);

ж) проверить, что полностью открыты вентили 143 для продувки паропровода отбора из турбины;

з) медленно приоткрывая парозапорную задвижку 100, постепенно в течение 20 минут поднять давление пара до полного значения в отборе;

и) продуть водоуказательное стекло через верхний и нижний краны;

к) при давлении пара в камере второго отбора турбины выше 10 *ата* открыть на сливном трубопроводе из подогревателя задвижку 105, через которую конденсат греющего пара будет давлением пара выжиматься в деаэратор 6 *ата*. При давлении пара ниже 10 *ата* следует открыть задвижку 104 для слива конденсата в подогреватель и. д. № 3, а задвижку 105 оставить закрытой;

л) прикрыть продувочные вентили 143 обратного клапана 136, оставив их немного приоткрытыми;

м) проследить по водоуказательному стеклу за положением уровня конденсата в корпусе подогревателя. Уровень нормально должен установиться примерно по середине водоуказательного стекла;

и) приступить к регулярной записи показаний измерительных приборов подогревателя.

7. Включить подогреватель в. д. № 5 в таком же порядке, как подогреватель в. д. № 4. В данном случае на сливном трубопроводе открывают задвижку 112 для отвода дренажа в подогреватель № 4, если давление пара в камере первого отбора турбины ниже 10 *ата*. Если же это давление выше 10 *ата*, то должна быть открыта задвижка 113 для отвода дренажа в деаэратор 6 *ата*, а задвижка 112 должна быть закрыта.

§ 154. Включение испарителей

1. Убедиться в том, что все задвижки, кроме обводной задвижки 168 конденсатора пара, закрыты, что поплавковый регулятор питания испарителей (также 6-атмосферного деаэрата) и конденсатоотводчики находятся в исправности, что в деаэраторе испарителей (1,2 *ата*) достаточно химически очищенной воды для питания испарителей, что вспомогательный насос этого деаэрата, сливные и продувочные насосы испарителей и их электродвигатели готовы к пуску.

2. Пустить вторую ступень испарителя (149-II), для чего:

а) открыть задвижку 134-II химически очищенной воды из деаэрата 1,2 *ата* и заполнить корпус до $\frac{2}{3}$ нижнего водоуказательного стекла. Проверить, что регулятор питания поддерживает уровень и, в случае необходимости, регулировать подачу воды вручную;

б) подать основной конденсат турбины в трубную систему конденсатора вторичного пара 165 и охладителя дренажа 162 второй

ступени испарителя, для чего открыть входные задвижки 166а и 166б, выпустить воздух из водяной камеры конденсатора через воздушный краник, после чего открыть выходную задвижку 167 и закрыть обводную задвижку 168.

Примечание. Обычно волновые системы конденсатора 165 и охладителя 162 включаются в линию основного конденсата турбины при пуске конденсационного устройства.

в) открыть вентиль для отсоса воздуха из греющей секции в корпус испарителя (расположен снаружи корпуса);

г) несколько приоткрыть парозапорную задвижку 156 и открыть вентиль 174 на отсосе воздуха в конденсатор;

д) после того как уровень конденсата в греющей секции достигает половины водоуказательного стекла, открыть вентиль 163 для слива дренажа в конденсатор выпара 165 второй ступени испарителя;

е) после прогрева испарителя парозапорную задвижку 156 открыть полностью;

ж) после того как в конденсаторе вторичного пара 165 уровень конденсата достигает середины нижнего водоуказательного стекла, пустить в работу один из сливных насосов 169.

3. В случае необходимости пустить первую ступень испарителя — надлежит действовать так же, как указано выше, причем после пуска в греющую секцию испарителя пара из паропровода третьего отбора следует открыть задвижку 154 для отвода вторичного пара первой ступени в греющую секцию второй ступени. После этого необходимо открыть вентиль 157 и закрыть задвижку 134-II для перевода установки на режим ступенчатого испарения.

Если первая ступень испарителя 149-I включается в работу при неработающей второй ступени, то конденсат греющего пара надлежит отводить в корпус подогревателя и. д. № 2, для чего открыть задвижку 152б, а задвижку 152а закрыть.

§ 155. Обслуживание турбины во время работы

1. Наблюдение за состоянием турбоагрегата

Каждые тридцать минут записывать показания измерительных приборов в журнале и совершать обход турбины по верхней площадке машинного зала. В случае необходимости осмотра подогревателей, конденсационного оборудования и пр. поставить в известность начальника смены.

В случае обнаружения отклонений показаний приборов от нормальных значений выяснять причины для принятия необходимых мер в целях устранения ненормальностей.

Для контроля за отклонением солей в проточной части турбины один раз в сутки регистрировать в специальном журнале давление пара в контрольной ступени при одних и тех же близких к предельным режимам работы, одинаковых параметрах свежего пара, одинаковом абсолютном давлении в конденсаторе и неизменной схеме регенерации.

Если давление пара в контрольной ступени превысит на 5% величину давления, замеренную в ней при первом пуске турбины после монтажа или капитального ремонта, при чистой проточной части, том же режиме работы, тех же параметрах свежего пара, одинаковом абсолютном давлении в конденсаторе и той же схеме регенерации, то следует произвести промывку проточной части турбины.

О включении ограничителя мощности при заносе проточной части турбины солями см. § 152, п. 15 и § 155, п. 3.

Наблюдать за ходом машины и периодически виброметром измерять вибрацию подшипников турбоагрегата. Один раз в смену проверять осевое положение ротора по показаниям электрического индикатора осевого сдвига и с помощью скобы и шупа — по переднему концу ротора. Результаты заносить в суюточную ведомость.

Не менее четырех раз в смену и при значительных изменениях нагрузки прослушивать турбоагрегат.

Не реже одного раза в смену обтирать турбоагрегат тряпками с подрубленными краями.

2. Параметры свежего пара

а) Нормальные параметры и допустимые отклонения от них

Турбина предназначена для работы паром с давлением 90 ата и температурой 500°С, измеренными перед клапаном автоматического затвора.

В эксплуатации допускается длительная работа турбины при номинальной мощности в отклонениях давления свежего пара в пределах от 85 до 95 ата и температуры в пределах от 480°С до 505°С, но при температуре охлаждающей воды перед входом в конденса-

тор не выше 10°С, если параметры свежего пара ниже номинальных.

При отклонениях, превышающих указанные, надлежит принимать меры для немедленного восстановления нормальных параметров.

При снижении начального давления свежего пара ниже 85 ата или температуры свежего пара ниже 470°С нагрузка турбины должна быть постепенно и равномерно снижена с тем, чтобы при достижении нижних предельных параметров (см. ниже), а именно давления 60 ата или температуры 445°С — турбина была полностью разгружена. Так, например, против номинальной мощности при 85 ата и 470°С нагрузка турбины должна быть снижена на 4000 квт на каждую атмосферу дальнейшего падения давления или на каждый градус добавочного падения температуры свежего пара.

При снижении давления и температуры свежего пара в указанных пределах необходимо открыть продувки из паропроводов, перепускных труб и цилиндра турбины.

При повышении давления свежего пара сверх 95 ата следует дросселировать пар главной запорной задвижкой до нормального значения.

б) Предельные параметры

Предельное высшее давление свежего пара — 100 ата; предельное низшее давление свежего пара — 60 ата; предельная высшая температура свежего пара — 510°С.

В случае достижения любым из параметров верхнего предельного значения необходимо выключить турбину в аварийном порядке, если несмотря на принятые меры параметры в течение 15 минут не будут восстановлены.

При одновременном повышении давления свежего пара до 100 ата и температуры до 510°С длительность непрерывной работы турбины в исключительных случаях аварийного режима в сети и т. п. допускается не более полчаса, по истечении которого турбина должна быть остановлена. Общее число часов работы при этих параметрах не должно превышать 20 часов в год.

При отклонении параметров свежего пара за предельные значения турбина должна быть немедленно выключена в аварийном порядке (см. § 156, п. 2, «а», «б», «в» и «г»).

3. Максимально допустимые давления в контрольной ступени (в камере регулирующего колеса) при различных режимах включения регенерации, перегрузка и ограничение мощности

В табл. 29 приведены значения максимальных давлений (включая 5% допуск на занос солями), которые допускаются в контрольной ступени (камере регулирующего колеса), а также данные об ограничении мощности и перегрузке в зависимости от температуры охлаждающей воды.

Таблица 29

Максимально допустимые давления в контрольной ступени (камере регулирующего колеса) и электрическая нагрузка

Схема включения регенерации	Регенерация полностью включена	Отключены подогреватели в д. № 4 и № 5	Регенерация полностью отключена
А. Температура охлаждающей воды ниже 20°C			
Максимально допустимое давление в контрольной ступени, ата	52	46	40
Номинальная нагрузка, кВт	100 000	96 200	84 000
Перегрузка, кВт	105 000	—	—
Б. Температура охлаждающей воды выше 20°C			
Максимально допустимое давление в контрольной ступени, ата	55	48,5	42
Номинальная нагрузка, кВт	100 000	96 200	84 000
Перегрузка	Не допускается		

При работе с повышенным давлением в камере регулирующей ступени при полностью включенной регенерации может иметь место повышение давления пара в камере первого отбора сверх 31 ата, что недопустимо по условию прочности подогревателя в д. № 5. Поэтому необходимо поддерживать в подобных случаях давление пара перед этим подогревателем не выше 31 ата путем дросселирования его задвижкой перед подогревателем.

В случае повышения давления в контрольной ступени до максимально допустимого, что может произойти в результате заноса проточной части турбины солями, необходимо произвести промывку проточной части турбины под напором.

4. Давление в конденсаторе, температура выхлопного патрубка и температура охлаждающей воды

а) Нормальное давление в конденсаторе и допустимые его отклонения

Оптимальное (экономическое) давление в конденсаторе зависит от нагрузки турбины, температуры и количества охлаждающей воды и дается режимными кривыми в зависимости от местных условий.

Необходимо принимать меры для поддержания в конденсаторе оптимального давления.

При повышении давления в конденсаторе сверх 0,12 ата надлежит снимать нагрузку до восстановления давления, не ожидая устранения причин повышения давления в конденсаторе.

б) Предельное давление в конденсаторе и предельная температура выхлопного патрубка турбины

Предельное давление в конденсаторе, при достижении которого турбина должна быть полностью разгружена, составляет 0,20 ата. При дальнейшем повышении давления в конденсаторе турбина должна быть остановлена.

Предельная температура выхлопной части, при достижении которой турбина должна быть остановлена независимо от величины давления в конденсаторе, составляет 60°С.

в) Температура охлаждающей воды

Предельная температура охлаждающей воды при входе в конденсатор, при которой гарантируется длительная работа турбины с номинальной мощностью, составляет 33°С, причем предполагается, что все прочие параметры сохраняются номинальными.

5. Работа конденсационного устройства

а) Расход охлаждающей воды

При условиях, указанных в режимных кривых конденсационного устройства, включить в работу второй циркуляционный насос. При длительной работе на сниженной нагрузке следует работать на одном циркуляционном насосе. Следить за разностью температур охлаждающей воды до и после конденсатора. В случае повышения этой разницы сверх 8—10°С проверить открытие задвижек на трубопрово-

дабы циркуляционной воды, исправность работы циркуляционных насосов, действие сифона в верхних точках циркуляционной системы (при проточной системе охлаждения), загрязнение сеток на всасывании насосов и, в случае необходимости, пустить второй циркуляционный насос, если он еще не был включен. При работе обоих циркуляционных насосов задвижки 204 на перемычках должны быть закрыты.

б) Уровень конденсата в конденсаторе

Путем регулирования напорной задвижки конденсатного насоса держать уровень конденсата в конденсаторе едва видимым в водоуказательном стекле и не выше отметки на нем, соответствующей нижней точке трубного пучка конденсатора. В случае невозможности удерживать повышающийся уровень ниже этой отметки, проверить закрытие задвижек 66 и 67 (обратной циркуляции и заполнения конденсатора), убедиться по солемеру в отсутствии повышенного содержания солей в конденсате, свидетельствующего о проникновении охлаждающей воды в паровое пространство конденсатора через лопнувшие трубки или места нарушенной развальцовки, проверить исправность водоуказательного стекла и конденсатного насоса. В случае необходимости пустить второй насос.

Если уровень конденсата продолжает повышаться, несмотря на принятые меры, турбина должна быть остановлена.

в) Температура конденсата

Следить за тем, чтобы температура конденсата после конденсатора была не более чем на 1—2° С ниже температуры пара в выхлопном патрубке. Более низкая температура конденсата свидетельствует о значительном проседе воздуха в систему и вызывается затоплением трубок конденсатором или чрезмерным для данного режима количеством охлаждающей воды при низкой ее температуре.

г) Работа эжектора

Следить за работой эжектора, регулируя давление пара таким образом, чтобы оно было минимальным при заданном режимными кривыми вакууме. Периодически проверять количество воздуха, отсасываемого эжекторами, при помощи предусмотренного устройства с набором измерительных шайб.

Следить за тем, чтобы слив конденсата рабочего пара происходил нормально и, в случае необходимости, проверить открытие задвижки 60.

Если при нормальном давлении рабочего пара и полностью открытой задвижке 60 из гидравлического затвора через вентиль 58 происходит выброс воды в открытую воронку, то это свидетельствует о появлении неплотностей в трубной системе охладителя эжектора или нарушении слива в конденсатор.

Если из воздушного выхлопного патрубка выходит белый пар или паровоздушная смесь высокой температуры и заметно повышается температура охлаждающего конденсата непосредственно на выходе из холодильника, следует несколько прикрыть обводную задвижку 61.

В случае необходимости, для повышения вакуума включить в работу второй эжектор 56, для чего:

1) открыть задвижку 61а на подводе воды к его холодильнику;

2) открыть парозапорный вентиль 53а, после чего при помощи дроссельного клапана 54 сначала пролутть сопла, а затем установить перед ними давление 16—20 атм и проверить, что эжектор при работе на себя создает достаточно глубокий вакуум;

3) одновременно, после подачи пара на сопла, открыть задвижки 58 и 60 для слива дренажа из холодильника второго эжектора. Открытие вентилей 59 между ступенями должно быть отрегулировано при первом пуске после монтажа или ревизии;

4) медленно открыть воздушную задвижку 63, наблюдая за вакуумметром турбины.

При отключении одного из двух работающих эжекторов следует сначала закрыть воздушную задвижку 63 и отсос воздуха из конденсатора в задвижку 60 слива дренажа в конденсатор, после чего закрыть подачу пара к эжектору. На линии охлаждающей воды следует сперва закрыть задвижку 61а, а затем задвижку 61к.

В случае работы на одной из двух групп эжекторов следует чередовать их в работе еженедельно.

д) Вакуум

Следить за тем, чтобы вакуум в конденсаторе соответствовал указанному в режимных кривых.

При невозможности создать вакуум необходимой глубины проверить работу конденса-

ционного устройства согласно указаниям в пп. «а», «б», «в», «г». В случае нормальной работы конденсационных устройств и системы лабиринтовых уплотнений, проверить плотность вакуумной системы.

Система считается плотной, если при нагрузке в 80 000 кет и отключенном эжекторе скорость падения вакуума не превышает 2 мм рт. ст. в минуту.

При ухудшения вакуума обратить внимание на следующие места возможных присосов воздуха:

- 1) задвижка 65 для срыва вакуума;
- 2) задвижка 64 пускового эжектора 57;
- 3) вакуумная арматура при недостаточной подаче уплотняющей воды;
- 4) неплотные водоуказательные стекла конденсатора, подогревателей и испарительной установки, находящихся под вакуумом;
- 5) сальники конденсатных насосов;
- 6) атмосферная диафрагма (выхлоп).

6. Работа на выхлоп в атмосферу

В случае внезапного аварийного повышения давления в конденсаторе, разрыва предохранительной атмосферной диафрагмы и перехода турбины на работу с выхлопом пара в атмосферу — турбина должна быть немедленно остановлена с одновременной подачей сигнала на щит управления.

Повторный пуск турбины после установки новой атмосферной диафрагмы допускается лишь после остывания выхлопного патрубка и конденсатора до 50° С.

7. Уплотнения

Следить за работой уплотнений турбины согласно указаниям п. 7, § 152 — «Нагружение турбины». При снижении нагрузки и недостаточном количестве пара, отводимого от штоков клапанов в систему уплотнений, возобновить подачу пара через клапаны 21 и 22, стремясь, однако, к тому, чтобы добавка свежего пара была минимальной. Регулировать температуру пара, подаваемого на уплотнения турбины.

8. Частота электрического тока

Запрещается работа турбины при частоте электрического тока ниже 49,5 пер/сек или выше 50,5 пер/сек.

9. Масляная система

Следить за давлением масла в системах регулирования, в том числе и в демпферной камере редукционного клапана и в системе смазки.

Следить за уровнем масла в масляном баке, не допуская снижения уровня за нижнюю предельную черту на шкале маслоуказателя.

Следить за состоянием сеток (фильтров) в масляном баке, для чего вынимать их по одной для осмотра или судить об их загрязнении в самом баке по разности уровня в отсеках грязного и чистого масла. В случае загрязнения сеток сообщать начальнику смены для принятия мер по их чистке.

При быстром снижении уровня масла принять меры к обнаружению места утечки (разрыв трубкок маслоохладителя, неплотность фланцевых соединений маслопровода и пр.) и в случае невозможности устранить утечку, остановить турбину расцеплением рычагов регулятора безопасности.

Следить за температурами масла после маслоохладителей и масла, сливающегося из подшипников.

Количество охлаждающей воды, подаваемой к маслоохладителям, следует регулировать таким образом, чтобы температура масла после маслоохладителей была в пределах 40—45° С, а после подшипников — не выше 65° С.

Следить за своевременной промойкой водяного фильтра на охлаждающей воде перед маслоохладителями.

Медленное повышение температуры масла после маслоохладителей, несмотря на полное открытие водяных задвижек, свидетельствует о загрязнении маслоохладителей или водяного фильтра перед ними.

При повышении температуры масла за любым подшипником турбоагрегата сверх 75° С немедленно отключить турбину (§ 156, п. 1).

Смазывать один раз в смену сочленения рычагов и опор системы регулирования и подвешивать колпачковые масляшки системы парораспределения. Смазывать специальным маслом тахометр один раз в месяц.

При обходе турбины обратить внимание на плотность масляной системы, особенно в местах, где даже незначительная протечка масла может привести к его воспламенению от горячих паропроводов. При обнаружении даже незначительных протечек масла из масляной сп-

стемы — немедленно принимать меры для их устранения.

Маховички задвижек и вентилей маслоохлаждаителей со стороны масла должны быть в открытом положении запорты и запломбированы.

Масляный пусковой турбопасос и резервный масляный электропасос должны проверяться в работе один раз в неделю и перед каждой остановкой турбины.

10. Парораспределение

Один раз в смену поворачивать на 2—3 оборота в обе стороны маховики обоих клапанов автоматического затвора, главных запорных задвижек, а также других запорных органов.

При длительной работе турбины с постоянной нагрузкой ежедневно изменять в ограниченных пределах нагрузку для предотвращения заедания штоков регулирующих клапанов.

При обнаружении заедания регулирующих клапанов и невозможности устранения его на ходу турбина должна быть разгружена при помощи главной запорной задвижки и оставлена (см. § 157).

11. Регулирование

Во время эксплуатации турбины регулирование нагрузки должно производиться только синхронизатором. Запрещается пользоваться для этой цели ограничителем мощности.

Периодически проверять отсутствие заеданий в золотниках регулятора скорости, слегка поворачивая их за специальные ручки.

Следить за тем, чтобы гайки и контргайки наружных элементов систем регулирования и парораспределения были затянуты.

12. Ограничитель мощности

Для предохранения турбины от перегрузки при аварийном снижении частоты сети и нормальных параметрах пара устанавливать ограничитель мощности так, чтобы зазор между пальцем ограничителя и валиком иглычатого шарнира рычагов золотников регулятора скорости составлял при полной нагрузке турбины в нормальной частоте сети не более 0,4—0,5 мм.

Для проверки правильности установки ограничителя мощности можно ввести его на величину, вызывающую снижение нагрузки на 1—2 мегат, после чего отвести палец ограничителя на 0,4—0,5 мм по шкале ограничителя.

Запрещается поднимать ограничителем мощности «камни» иглычатого шарнира рычагов золотников регулятора скорости больше, чем на 0,4—0,5 мм над опорной плоскостью рычага регулятора скорости. Проверять положение пальца ограничителя мощности и «каменной» через предусмотренное для этой цели окно в боковой поверхности рычага регулятора скорости.

Не следует длительно работать при введенном ограничителе мощности, так как это затрудняет поддержание частоты сети.

Следить за исправностью электроконтакта на рычаге регулятора скорости, включающего на щите управления сигнал о вводе в действие ограничителя мощности.

Категорически запрещается вращать маховичок синхронизатора против часовой стрелки (в сторону увеличения нагрузки), когда ограничитель мощности введен в работу.

13. Подогреватели

а) Систематически следить за уровнем конденсата в корпусах подогревателей.

При понижении нагрузки, когда давление в отборах подогревателей № 4 и № 5 недостаточно для вытеснения конденсата греющего пара в деаэратор, закрывать задвижки 105 и 113 и открывать задвижки 104 и 112 для перепуска конденсата в подогреватель № 3 (низкого давления).

б) Если уровень конденсата в корпусах подогревателей повышается, несмотря на достаточное давление в отборах и исправное действие конденсатоотводчиков, следует открыть обводную задвижку на трубопроводе основного конденсата, после чего отключить подогреватель с паровой и водяной стороны и закрыть сливные и воздушные линии, обеспечив обвод слива и отсос воздуха для оставшихся в работе подогревателей.

в) В случае автоматического отключения одного из подогревателей высокого давления его защитным устройством, необходимо завернуть полностью маховики принудительного закрытия клапанов 101 и 102 или 109 и 110 и сообщить о случившемся начальнику смены.

г) Один раз в смену проверять отсутствие заедания поплавкового устройства и золотников конденсатоотводчиков при помощи наружной рукоятки.

Периодически производить проверку действия защитных устройств подогревателей высокого давления, а также обратных клапанов

с соленоидным приводом, установленных на паропроводах отбора.

д) Следить за температурами основного конденсата непосредственно на выходе из подогревателя и перед поступлением в следующий подогреватель. Наличие разницы между этими температурами свидетельствует о неплотности обводных задвижек ПНД или автоматических обводных клапанов ПВД.

е) Следить за тем, чтобы задвижки на паропроводах отборов были полностью открыты.

ж) Необходимо периодически проверять дренажные линии с вентильками 143, ведущие из паропроводов отбора и обратных клапанов в конденсатор, так как засорение этих линий может привести к водяному удару в подогревателях.

О снижении мощности турбоагрегата при отключении подогревателей см. п. 3.

14. Испарители

а) Следить за уровнем воды в корпусах испарителей и, если он не поддерживается автоматически постоянным, перейти на ручное управление клапанами 134-I и 134-II.

б) Производить продувку второй ступени испарителя с помощью продувочного насоса. Режим продувок устанавливается химическим цехом электростанции.

в) В случае неисправности сливного насоса 169 включить в работу резервный насос.

§ 156. Противоаварийные указания

1. Прекратить доступ пара в турбину путем расцепления рычагов регулятора безопасности и, удостоверившись в посадке клапана автоматического затвора и регулирующих клапанов, дать на щит управления сигнал «машина в опасности» и сорвать вакуум путем прекращения подачи пара на эжектор и открытия задвижки 65 для срыва в следующих случаях:

а) при повышении числа оборотов агрегата до 3360 об/мин;

б) при внезапной сильной вибрации турбоагрегата или явно слышимом металлическом звуке;

в) при появлении хотя бы одного из следующих признаков водяного удара:

1) резкого падения температуры свежего пара;

2) выбрасывания воды или влажного пара из уплотнений, вестовых труб, флан-

цев коробок клапана автоматического затвора и регулирующих клапанов, фланцев турбины;

3) явно слышимых гидравлических ударов в паропроводах;

г) при появлении искр из концевых уплотнений;

д) при резком повышении температуры масла на каком-либо упорном или опорном подшипнике турбоагрегата выше 75°C или при появлении дыма из подшипников;

е) при разрыве главного паропровода;

ж) при появлении дыма или огня из генератора.

Примечание. При появлении сильного искрения и дыма из возбудителя надлежит немедленно сообщить об этом на щит управления.

з) при загорании масла и невозможности ликвидировать пожар имеющимися у машиниста средствами;

и) при внезапном понижении уровня масла в баке ниже предельного по шкале маслоуказателя;

к) при резком осевом сдвиге ротора за пределы красной черты указателя осевого положения ротора турбины.

2. Прекратить доступ пара в турбину путем расцепления рычагов регулятора безопасности и, удостоверившись в посадке клапана автоматического затвора и регулирующих клапанов, дать на щит управления сигнал «машина в опасности» (без срыва вакуума) в нижеследующих случаях:

а) при повышении температуры свежего пара сверх 510°C;

б) при повышении давления свежего пара свыше 110 атa;

в) при понижении температуры свежего пара ниже 445°C;

г) при понижении давления свежего пара ниже 60 атa;

д) при повышении абсолютного давления в конденсаторе сверх 0,20 атa (при падении вакуума ориентировочно до 600 мм рт. ст.);

е) при разрыве атмосферной мембраны, т. е. при переходе турбины на работу с выхлопом в атмосферу;

ж) при падении давления масла в системе смазки после маслоохладителей до 0,15 атa;

з) при повышении давления масла в демпферной камере редукционного клапана масляной системы сверх 1,5 атa или понижении его ниже 0,75 атa;

и) при появлении неустраиваемой течи масла;

к) при попадании циркуляционной воды в паровую часть конденсатора;

л) по истечении трехминутного срока работы генератора в моторном режиме при обеспечении турбине.

Примечание. Во всех перечисленных в пп. 1 и 2 случаях после расцепления рычагов регулятора безопасности, подачи на щит управления сигнала «машина в опасности», а также выполнения операций по снятию вакуума (в предусмотренных в п. 1 случаях) остановить турбину согласно указаниям § 157 «Остановка турбины».

Действия персонала при сбросе нагрузки

A. Сброс нагрузки с отключением турбогенератора от сети

Регулирование удержало турбогенератор на оборотах, не вызывающих срабатывания регуляторов безопасности.

Основные признаки: нулевое показание ваттметра, рост оборотов турбогенератора, прикрытие регулирующих клапанов.

Причина: неисправности в электрической части.

Способ ликвидации:

1) немедленно синхронизатором понизить обороты до нормальных (3000 об/мин);

2) отрегулировать подачу пара на уплотнения;

3) проверить осевое положение ротора и температуру масла после упорного подшипника;

4) убедиться в отсутствии повышенной вибрации и посторонних звуков в турбогенераторе;

5) проверить параметры свежего пара;

6) открыть задвижку 66 обратной циркуляции конденсата и прикрыть задвижки 70а и 70б подачи конденсата в деаэратор 6 ата;

7) остановить сливной насос подогревателей н. д.;

8) при отсутствии каких-либо ненормальных в работе турбогенератора дать на щит управления сигналы: «вниманию», «готовов»;

9) после синхронизации и включения турбогенератора в сеть выполнить все операции в соответствии с разделом «Нагрузка турбины».

B. Сброс нагрузки с отключением турбогенератора от сети

Регулирование не удержало турбину в оборотах, вследствие чего сработал регулятор безопасности.

Основные признаки: нулевое показание ваттметра; повышенные обороты, идущие

на снижение; полное закрытие обоих клапанов автоматического затвора и регулирующих клапанов.

Причины:

1) сброс нагрузки — неисправности в электрической части;

2) срабатывание регулятора безопасности — неисправности в элементах системы регулирования.

Способ ликвидации:

1) немедленно закрыть обе главные запорные задвижки 13а и 13б и удостовериться в закрытии пусковых вентилей 14 и 15;

2) закрыть задвижки на паропроводах отбора из турбины к подогревателям и испарителям;

3) убедиться в полном закрытии клапанов автоматического затвора и регулирующих клапанов, в прекращении дальнейшего роста оборотов и нормальном давлении масла на подшипники;

4) выполнить указания раздела А, пп. 2—7;

5) установить синхронизатор на минимальное число оборотов;

6) полностью ввести ограничитель мощности;

7) следить за давлением масла и пустить масляный пусковой турбонасос, как только давление масла в системе регулирования или смазки начнет снижаться;

8) зарядить механизмы обоих клапанов автоматического затвора;

9) после снижения оборотов до 3000 в минуту сцепить рычаги регулятора безопасности; убедиться, что регулирующие клапаны остались закрытыми;

10) медленно открыть оба клапана автоматического затвора; убедиться в том, что обороты не растут;

11) медленно открыть пусковые вентили 14 и 15;

12) медленным вращением маховика ограничителя мощности поднять обороты турбины; убедиться, что регулирование вступило в работу, после чего вывести из работы ограничитель мощности.

Вращением маховика синхронизатора установить 3000 об/мин:

13) остановить масляный турбонасос, если он был пущен.

14) выполнить указания раздела 3А, пп. 8 и 9;

15) при первой возможности остановить турбину для проверки и наладки системы регулирования.

В. Срабатывание регулятора безопасности или расцепление его рычагов по какой-либо причине со сбросом электрической нагрузки и с отключением генератора от сети

Основные признаки: нулевое показание ваттметра, обороты снижаются, полная посадка стопорного и регулирующего клапанов.

Причины:

1) самопроизвольное срабатывание регулятора безопасности вследствие механических неисправностей или хотя бы мгновенного падения давления масла;

2) отключение генератора в результате действия персонала щита управления.

Способ ликвидации: тот же, что и в разделе 3Б.

Г. Срабатывание регулятора безопасности или расцепление его рычагов со сбросом электрической нагрузки, но без отключения турбогенератора от сети

Турбогенератор работает в моторном режиме.

Основные признаки: стрелка ваттметра упирается в левый нулевой упор шкалы, амперметр генератора показывает наличие тока, полная посадка стопорного и регулирующего клапанов; обороты не изменились.

Причины: те же, что и в разделе В.

Способ ликвидации:

1. Выполнить указания раздела 3Б пп. 2, 3, 4, 7, 8, 9 и 10

2. При отсутствии каких-либо ненормальных явлений в работе турбогенератора дать на щит управления сигналы: «внимание», «готово» и «прибавить».

Длительность работы генератора в моторном режиме при обеспаренной турбине не должна превышать трех минут, в течение которых машинист обязан успеть выполнить все перечисленные в пп. 1 и 2 операции.

Если в течение 3 минут не удастся выполнить перечисленные операции, дать на щит управления сигнал «машина в опасности» и немедленно после получения со щита управления сигналов «внимание» и «отключен» выполнить также указания раздела 3Б пп. 1, 5, 6, 11, 12, 13, 14 и 15.

§ 157. Остановка турбины

1. Перед остановкой турбины опробовать на малых оборотах масляный турбонасос и проверить готовность к пуску масляного электронасоса.

2. Убедиться в отсутствии заеданий в обоих клапанах автоматического затвора.

3. В нормальных условиях остановки снижение нагрузки должно быть произведено равномерно в течение одного часа.

По мере снижения нагрузки постепенно прикрывать главные запорные задвижки 13а и 13б, следя за тем чтобы давление пара перед клапанами автоматического затвора не отличалось от давления перед задвижками 13а и 13б больше, чем на 1—2 ат.

При нагрузке около 10 000 квт открыть обводные пусковые вентили 14 и 15 и закрыть обе главные запорные задвижки при дальнейшем снижении нагрузки.

Оставить в работе один конденсатный и один циркуляционный насос после того, как нагрузка снизится до 40 000 квт. Перед остановкой циркуляционного насоса должны быть открыты обе задвижки 204 на циркуляционных линиях.

4. При снижении нагрузки регулировать подачу пара к уплотнениям, следя за тем, чтобы давление пара в холодильнике не превышало 0,5 ат, а температура пара составляла 125—140° С.

5. После снижения нагрузки до 15 000 квт отключить испарители и подогреватели.

При отключении испарителей:

а) закрыть паровпускную задвижку 150 (156), а затем все остальные задвижки на паровой стороне испарителей;

б) остановить сливной насос испарителей;

в) открыть обводную задвижку 168 на линии основного конденсата в конденсаторе 165 вторичного пара испарителей;

г) закрыть задвижки 166а, 166б, а затем 167 и открыть воздушный кранчик в атмосферу на водяной камере конденсатора 165;

д) закрыть вентиль 174 на отсосе воздуха в конденсатор. Для обеспечения отсоса воздуха из подогревателя п. л. № 2 закрыть вентиль 127 и открыть вентили 126 и 131;

е) закрыть задвижки 134-1 и 134-11 на подводе химически очищенной воды к испарителям;

ж) закрыть задвижки 152а и 163 (или 152б, если работала только первая ступень 149-1) на линии дренажа испарителей в паро-

вое пространство подогревателей основного конденсата.

При отключении подогревателей:

а) отключение подогревателей производить следующей очередности: сначала № 5, затем № 4, № 3, № 2 и № 1;

б) закрыть задвижки на паропроводах от турбины к подогревателям;

в) отключить ПВД по воде, для чего открыть импульсный клапан, приподняв вручную якорь электромагнита; закрыть вентили на отводе питательной воды к импульсному устройству; вернуть до отказа вниз шпindelа прямого и обратного клапанов подогревателя;

г) по мере отключения подогревателей закрывать вентили на линиях отсоса из них воздуха;

д) после отключения по пару подогревателей низкого давления остановить сливной насос 76 и закрыть его задвижку 75а с напорной стороны;

е) закрыть задвижки на сливе конденсата греющего пара;

ж) открыть спускные вентили из парового пространства подогревателей;

з) в случае отключения подогревателей изкого давления на ремонт открыть обводные задвижки (94, 84, 72) на линии основного конденсата, после чего закрыть входные задвижки охладителей дренажа 91 (177); затем закрыть входные задвижки подогревателей 92, 82, 70а и 70б и выходные задвижки 93, 83, 11а и 71б;

и) открыть воздушные краншпиксы на водяных камерах подогревателей.

6. Когда нагрузка снизится до 10 000 кет, следует приоткрыть задвижку 66 обратной циркуляции конденсата и закрыть обводную задвижку 61 у эжекторов. По мере дальнейшего снижения нагрузки прикрывать постепенно задвижки 70а и 70б на основной линии конденсата и открывать задвижку 66 обратной циркуляции для обеспечения охлаждения эжектора.

7. По мере снижения нагрузки следить, чтобы регулирующие клапаны закрывались из заданных.

Примечание. В случае обнаружения заеданий прекратить дальнейшее снижение нагрузки.

Если заедание в системе парораспределения не может быть устранено, сообщить на щит управления и дать нагрузку с турбины постепенным закрытием вручную клапанов автоматического затвора или закрытием внешних запорных задвижек 13а и 13б и вентиля 14 15. После этого сообщить на щит управления о возможности отключения турбоагрегата от сети.

8. После получения сигнала по командоаппарату «внимание» и «отключено» убедиться, что турбина держит холостой ход, после чего расцепить рычаги автомата безопасности и закрыть обводные вентили 14 и 15. Если после отключения от сети обороты турбины начнут возрастать, немедленно расцепить рычаги автомата безопасности и закрыть обводные вентили 14 и 15.

9. Проследить, чтобы оба клапана автоматического затвора закрылись полностью, и заметить время отключения турбины для определения времени выбега до полной остановки ротора.

10. Немедленно после отключения турбины обеспечить подачу дросселированного и охлажденного свежего пара через дроссельный клапан 22 и охладитель 27 к уплотнениям турбины.

Следить за тем, чтобы давление пара в охладителе не превышало 0,5 ат по манометру, а температура находилась в пределах 125—140°С.

11. Зарядить механизмы обоих клапанов автоматического затвора на случай непредвиденной необходимости экстренного пуска турбины.

12. Пустить масляный турбонасос (или электронасос), когда давление масла в системе смазки начнет снижаться, регулируя число оборотов турбонасоса таким образом, чтобы давление масла в системе смазки не превышало нормальное.

В случае неожиданно обнаружившейся одновременной неисправности пускового масляного турбонасоса и масляного электронасоса подать в турбину пар и восстановить нормальное число оборотов. Турбину разрешается остановить лишь после исправления по крайней мере одного из масляных насосов.

13. Прослушивать турбину в течение периода выбега ротора.

14. Если по какой-либо причине окажется необходимым ускорить остановку турбины, следует сорвать вакуум, для чего открыть задвижку 65 и закрыть подачу пара к эжектору.

15. После достижения турбиной 500—400 об/мин постепенно прикрывать пар к эжектору, для того чтобы к моменту полной остановки турбины вакуум в конденсаторе был полностью снижен.

Примечание. Во всех случаях, когда предполагается снятие кривую выбега, надлежит вплоть до полной остановки ротора поддерживать по возможности один и тот же постоянный вакуум.

16. Отметить в журнале момент полной остановки ротора для определения длительности выбега, а также зафиксировать вакуум, имевший место в это время.

17. После полной остановки турбины закрыть подачу пара к эжектору; подачу пара на уплотнения прекратить только после полного снижения вакуума в конденсаторе.

18. Немедленно после остановки турбины включить валоповоротное устройство. Вращать ротор непрерывно в течение первых трех часов после остановки турбины, обеспечив смазку и охлаждение подшипников с помощью масляного электронасоса (или турбонасоса).

Электронасос разрешается отключать не ранее, чем через 8 часов после остановки ротора. В дальнейшем насос останавливать после отключения валоповоротного устройства и пускать каждый раз перед включением валоповоротного устройства в работу во время стоянки турбины.

19. Остановить конденсатный насос.

Остановку циркуляционных насосов допускается только через 1 час после остановки турбины, если температура выхлопного патрубка турбины не превышает 50°C .

После остановки циркуляционных насосов обеспечить на время работы валоповоротного устройства подачу охлаждающей воды к маслоохладителям от резервной линии через задвижку 217.

20. Закрыть все вентили, клапаны и задвижки на паровых и водяных линиях и открыть вентили 38 и 40 для продувки перепускных труб. После того как давление в перепускных трубах полностью исчезнет, открыть вентили обеспаривания 34а, 35а, 34б и 35б.

§ 158. Влияние продолжительности остановки на порядок пуска и нагружения турбины

1. Если продолжительность остановки турбины настолько велика, что температура нижней половины цилиндра высокого давления упала до 150°C или ниже, то пуск турбины производится так, как указано в § 150, 151 и 152, т. е. так же, как из холодного состояния.

2. Если температура нижней половины цилиндра высокого давления к моменту пуска превышает 150°C , то пуск турбины производится ускоренно, как указано ниже, причем разность температур верхней и нижней половин цилиндра перед толчком не должна превышать 50°C .

Если разность температур верхней и нижней половин цилиндра превышает 50°C , то пуск турбины в ход не разрешается. Уменьшение разности температур достигается увеличением длительности остывания турбины до толчка.

3. Если заранее известно, что остановка турбины будет непродолжительной, то вращение ротора валоповоротным устройством после остановки производится следующим образом:

а) в течение первых 4 часов после остановки турбины вращать ротор непрерывно;

б) в течение последующих 4 часов проворачивать ротор на 180° через каждые 30 минут;

в) затем увеличить периоды между поворотами ротора на 180° до 1 часа;

г) за 2 часа до толчка на подачу пара на уплотнения для подъема вакуума перейти на непрерывное вращение ротора.

4. Толчок ротора и подъем оборотов до 400—500 в минуту при ускоренном пуске турбины производится так же, как указано выше в § 150, пп. 3—6.

Если в момент трогания ротора разность температур верхней и нижней половин ц. в. д. не превышает 35°C , то надлежит выдерживать ротор на этих оборотах в течение 15 минут.

Если же эта разность температур лежит в пределах от 35° до 50°C , то время выдержки ротора на указанных оборотах следует продолжить для снижения этой разности до 35°C .

5. Увеличение оборотов от 500 до 1400 в минуту производить со скоростью в 100 об/мин. По достижении 1400 об/мин сделать выдержку в течение 10 минут.

Набор оборотов в интервале от 1400 до 3000 в минуту производить равномерно в течение 25 минут. (Критические числа оборотов турбины и генератора проходить ускоренно.)

6. На холостом ходу (3000 об/мин) турбина должна проработать до тех пор, пока температура нижней половины цилиндра высокого давления не достигнет $200\text{--}210^{\circ}\text{C}$.

Если к моменту достижения 3000 об/мин температура нижней половины цилиндра превысит 210°C , то продолжительность вращения на холостом ходу можно ограничить 10 минутами для прослушивания турбины.

7. Нагрузку турбины производить, как указано в § 152.

8. При пуске турбины после непродолжительных остановок, когда температура нижней половины цилиндра превышает 350°C , набор

нагрузки производить со скоростью 1000 кат в минуту, причем турбину следует выдержать при нагрузке порядка 15 000—20 000 кат в течение 20—30 минут.

§ 159. Дополнительные указания по пуску и обслуживанию турбин типов ВТ-25-4, ВПТ-25-3, АП-25-2, ВР-25-31-4 и ВР-25-18-3

1. Турбины с отбором пара

а) Турбины с отбором пара пускаются как чисто конденсационные турбины, т. е. с выключенными регуляторами давления (отбора). Регуляторы отбора пара включаются в работу по достижении нагрузки, при которой возможно дать расход пара в отбор порядка 25—30 т/час.¹ Перевод турбины на работу с отбором пара производится после проверки исправности предохранительных и обратных клапанов на паропроводах отборов. Применительно к турбине ВПТ-25-3 (см. фиг. 153) включение промышленного или теплофикационного отборов производится следующим образом:

1. Проверить состояние механизма обратного клапана с электрическим воздействием 140 на трубопроводе теплофикационного отбора, пропустив паропровод через вентили 143 и оставив их приоткрытыми (если теплофикационный отбор включается первым). Механизмы обратных клапанов 136 на двух паропроводах к коллектору промышленного отбора должны быть заряжены при подготовке турбины к пуску. Одновременно должны быть поданы паропроводы промышленного отбора через вентили 143, которые также после пуска должны быть оставлены приоткрытыми.

2. Удостовериться в том, что указатель на шкале пружины регулятора давления стоит против деления 25 мм шкалы.

3. Заполнить камеру мембраны регулятора давления водой, для чего, предварительно закрыв атмосферный вентилек на регуляторе, несколько раз подряд открыть и закрыть вентилек на патрубке отбора, подводящий через ровную трубку пар в камеру. Когда часть трубки, примыкающей к регулятору, станет холодной (произойдет конденсация пара), паровой вентилек следует полностью открыть; остальная часть паровой трубки должна остаться горячей, что свидетельствует о свободном стоке воды, конденсирующейся в трубке.

4. Медленным вращением маховичка переключателя отбора против часовой стрелки поднять давление в камере отбора до рабочего $\pm 0,25$ ат для производственного отбора или $\pm 0,05$ ат — для теплофикационного. После этого ослабить натяг пружины регулятора давления до тех пор, пока давление в камере отбора не снизится соответственно на 0,25 или 0,05 ат, что свидетельствует о включении регулятора давления и начале перемещения порвотной диафрагмы.

5. Если включение отбора происходит при большой нагрузке и при полностью открытой диафрагме и давление в камере отбора больше рабочего, рекомендуется несколько прикрыть диафрагму переключателем (еще поднять давление) и включить регулятор давления. После появления небольшого расхода в отбор давление удастся снизить до требуемого воздействием на регулятор давления. Установить за переключателем давление масла в пределах 4—5 кг/см².

6. Открыть обводную задвижку 142, а затем напорную задвижку 141 теплофикационного отбора (или одну из задвижек 138 промышленного отбора) и постепенно дать расход пара в отбор около 25—30 т/час.

7. Продолжить вращение маховичка переключателя против часовой стрелки до положения по шкале «включен». Давление масла после переключателя при этом поднимется до 6 кг/см².

8. При выполнении операций пп. 5, 6 и 7 следить за давлением пара в камере отбора турбины, поддерживая требуемое давление вращением маховичка регулятора давления.

9. Открыть полностью задвижку 141 теплофикационного отбора (соответственно обе задвижки 138 промышленного отбора), предварительно несколько повысив давление в камере отбора турбины по сравнению с давлением пара за задвижками 141 (соответственно 138).

Отключение отборов пара производится в следующем порядке:

1. Медленно закрывать задвижку теплофикационного отбора 141 (соответственно задвижки промышленного отбора 138) и одновременно вращать маховичок соответствующего переключателя отбора по часовой стрелке, чтобы не допустить повышения давления в камере отбора сверх допустимого.

2. После полного закрытия задвижек отбора 141 (или соответственно 138) и перевода переключателя в положение «выключено»

¹ При электрической нагрузке не менее 10 000 кат.

надо вращением маховичка регулятора давления против часовой стрелки увеличить натяг пружины до деления 25 мм по шкале. Затем следует закрыть паровой вентиль на трубке отбора, подводящий пар через трубку в камеру мембраны регулятора, и открыть после этого атмосферный краник на регуляторе.

б) Параллельная работа по отбору пара с отбором пара от другой турбины или с РОУ разрешается при следующих условиях:

1) при наличии автоматической защиты последней ступени части высокого давления турбины от недопустимого снижения давления в случае внезапного отключения параллельного источника пара;

2) при давлении пара в отборе, не превышающем того максимального давления, которое можно создать в камере отбора при испытании поворотной диафрагмы на плотность.

в) Проверка плотности поворотных регулирующих диафрагм должна производиться после каждого ремонта или ревизии турбины и при испытаниях защиты, т. е. через каждые 2000 часов эксплуатации следующим образом: медленным вращением переключателя отбора против часовой стрелки полностью закрывается проверяемая диафрагма при работе турбины на холостом ходу.

Поворотная диафрагма считается плотной, если при ее закрытии в камере отбора установится давление не менее 10 атм для отбора 8—13 атм и не менее 2 атм для отбора 1,2—2,5 атм.

2. Турбины с противодавлением ВР-25-31-3 и ВР-25-18-4

Турбины типа ВР пускаются с выключенным регулятором противодавления с выпуском пара в паропровод, к которому присоединены турбины низкого давления или потребители отработавшего пара этих турбин. Следовательно, пуск блока, состоящего из котлов высокого давления, турбины типа ВР и турбин низкого давления или тепловых потребителей отработавшего пара турбин ВР, производится в следующей очередности:

а) Пускается паровой котел (или котлы) высокого давления, а затем паром этих котлов, который предварительно дросселируется и охлаждается в редукционно-охладительной установке до параметров, соответствующих противодавлению турбин ВР, пускаются турбины низкого давления или тепловые потребители.

Нагрузка турбин низкого давления перед пуском турбин типа ВР должна быть настолько большой, чтобы расход пара через эти турбины был больше расхода холостого хода турбин типа ВР (то же относится к потреблению пара тепловыми потребителями). Расход холостого хода для турбины ВР-25-31-3 составляет около 80 т/час, а для турбины ВР-25-18-4 — около 60 т/час. Следовательно, при пуске турбины типа ВР-25-31-3 электрическая нагрузка турбин низкого давления (если отработавший пар поступает к чисто конденсационным турбинам) должна составлять 16 000—18 000 кВт, а при пуске турбины типа ВР-25-18-4 — 12 000—13 000 кВт.

б) Турбины типа ВР пускаются паром высокого давления и по мере повышения оборотов, а затем и нагрузки, отработавший пар этих турбин вытесняет пар, поступающий через редукционно-охладительную установку в коллектор пара низкого давления. При надлежащем соотношении мощностей и расходов пара турбины низкого давления или тепловые потребители могут питаться только паром, отработавшим в турбинах ВР. Однако возможно и параллельное питание потребителей пара и турбин низкого давления как от турбин ВР, так и от редукционно-охладительной установки.

Отличительными особенностями пуска турбин типа ВР является то, что цилиндр турбины предварительно прогревается паром со стороны противодавления. Прогрев производится следующим образом (фиг. 155 и 156).

а) Включается в работу валоповоротное устройство.

б) Постепенно приоткрываются обводные вентили 138аа и 138бб электроводов 138а и 138б на паропроводах противодавления и в цилиндре турбины устанавливается давление 1—2 атм. При этом давлении цилиндр прогревают в течение 30 минут. За это время пускается эжектор 57 охладителя лабиринтового пара; открытием задвижек 70 и 71 обеспечивается циркуляция охлаждающей воды через охладитель 68. После того как уровень конденсата в паровом пространстве охладителя 68 достигнет половины водомерного стекла, пускают в работу один из сливных насосов 76. Уровень конденсата в охладителе 68 поддерживают несколько выше нижней гайки водоуказательного стекла. Пар на уплотнения подается из деаэратора.

Давление пара перед эжектором 57 следует поддерживать в пределах 12—15 атм.

в) По истечении 30 минут прогрева турбины при давлении в цилиндре 1—2 *ати* медленным открытием обводных вентилей, а затем основных задвижек 138а и 138б в течение 3 часов доводят давление пара в цилиндре до величины на 1—2 *ат* меньшей, чем противодействие в коллекторе низкого давления.

В процессе подъема давления в цилиндре следует продувки из цилиндра и паропроводов регулировать вторыми по ходу пара продувочными вентилями, а отсос пара из уплотнений — путем управления задвижками 29 и 30 количеством циркуляционной воды, проходящей через охладитель лабиринтового пара 68, и давлением пара перед эжектором 57.

г) Через один час после начала прогрева цилиндра паром из паропровода противодействия начать прогрев паропровода свежего пара от главных запорных задвижек 13а и 13б до регулирующих клапанов турбины, открыв предварительно клапан автоматического затвора. Прогрев этого участка паропровода и коробки клапана автоматического затвора вести равномерно, поднимая давление до 90 *ата* в течение примерно 1½ часов при расходе пара лишь на продувку, регулируя ее вторыми по ходу пара вентилями 40 (см. § 149, п. 6).

д) Ограничителем мощности приоткрывать регулирующие клапаны до момента трогания ротора турбины. Когда число оборотов составит около 300 в минуту, быстро закрыть обводные вентили главных запорных задвижек 13а и 13б, прослушать турбину и в случае ее нормальной работы открыть ограничителем мощности все регулирующие клапаны. Дальнейший прогрев турбины при 300—500 *об/мин* и повышение оборотов производить при помощи медленного открытия обводных вентилей главных запорных задвижек.

е) Во время прогрева турбины замерять температуру сверху и внизу цилиндра, температуру фланцев горизонтального разъема в зоне регулирующей ступени и шпилек. Если разница температур сверху и внизу цилиндра превысит 35° С или если фланец окажется горячее шпильки на 40° С, замедлить скорость повышения оборотов и выдерживать турбину при постоянных оборотах до тех пор, пока разница температур не уменьшится до приведенных значений.

ж) При числе оборотов 300—500 в минуту прогревать турбину 15—20 минут. При оборотах 1100—1200 в минуту прогревать турбину в течение 1 часа. Затем плавно поднимать обороты до холостого хода, не допуская появле-

ния разности температур в контрольных точках, превышающей вышеприведенные значения.

Общая продолжительность прогрева турбины и повышения оборотов до холостого хода, при обязательном условии соблюдения контрольных цифр разности температур, составляет около 2 часов 20 минут.

з) Повышение нагрузки производить со скоростью не выше 1000 *квт* в минуту. При нагрузке 2000—3000 *квт* проработать около 1 часа. При достижении установившегося режима работы турбины включить регулятор противодействия.

и) При необходимости испытать действие регуляторов безопасности включить в работу параллельно с турбиной ВР редукционно-охладительную установку для питания паром турбин низкого давления. Редукционно-охладительная установка должна быть быстродействующего типа, так как в противном случае в момент выключения защитой клапана автоматического затвора турбины поступление пара в коллектор низкого давления мгновенно сократится на 60—80 *т/час*.

к) Перед остановкой турбины ВР надлежит также одновременно пустить в ход редукционно-охладительную установку для снабжения паром потребителей низкого давления.

л) Указания о включении и обслуживании защитного устройства последней ступени от чрезмерного перепада давления см. в § 85.

3. Турбины, оборудованные одним клапаном автоматического затвора

В случае применения в турбоустановке клапана автоматического затвора неразгруженного типа (фиг. 50) открытие этого клапана производится только после плотного закрытия регулирующих клапанов. Первоначально открывают внутренний разгрузочный клапанок, чем выравнивается давление пара по обе стороны основного клапана. В связи с указанным во всех случаях, когда клапан автоматического затвора окажется закрытым, необходимо для его открытия воздействием на ограничитель мощности полностью закрыть регулирующие клапаны. Последующее открытие регулирующих клапанов и повышение оборотов турбины производится также ограничителем мощности. Все маневрирование по открытию клапана автоматического затвора надлежит выполнять при полностью закрытых главных запорных задвижках, управляя доступом пара в турбину с помощью пускового (байпасного) клапана.

Глава тридцать седьмая

ОБСЛУЖИВАНИЕ ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ИСПАРИТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ
К ТУРБОАГРЕГАТУ ВК-50-1

Завод применяет в турбоустановках одноступенчатые испарительные установки с одним или двумя корпусами и двухступенчатые установки, схемы которых описаны в гл. 27 и 28.

Ниже в виде примера дана инструкция по обслуживанию наиболее сложной двухступенчатой испарительной установки, применяемой для турбоагрегатов ВК-50-1 (см. фиг. 150)

Обслуживание одноступенчатых установок аналогично обслуживанию второй ступени двухступенчатой установки с отклонениями, которые явствуют из описания схем (см. § 104 и 106).

§ 160. Пуск установки

1. Убедиться в том, что все задвижки и вентили обеих ступеней испарительной установки, охладителя пара и прочего оборудования испарительной установки (кроме обводной задвижки 168 на линии основного конденсата турбины) закрыты, что поплавковые регуляторы питания испарителей исправны, а в деаэраторе 1,2 ата имеется достаточно воды для питания испарителей, что вспомогательный насос деаэратора 1,2 ата, сливные и продувочный насосы испарителя и их электродвигатели готовы к пуску.

2. Пустить вторую ступень испарителя 149-II, для чего необходимо:

а) открыть запорную задвижку 134-II и заполнить корпус водой из деаэратора приблизительно до $\frac{2}{3}$ нижнего водоуказательного стекла. В дальнейшем, когда после пуска пара вода закипит, открыть вновь подачу воды, предоставив регулирование подачи воды поплавковому регулятору питания 153-II. При малой нагрузке подачу воды регулировать вручную задвижкой 134-II, так как протечка через неплотность поплавкового регулятора питания может привести к переполнению корпуса испарителя;

б) подать основной конденсат турбины для охлаждения в трубную систему охладителя вторичного пара 165, для чего:

1) медленно открыть входную задвижку 166, оставив обводную задвижку 168 открытой;

2) открыть воздушный краник водяной камеры и закрыть его после появления из него воды;

3) открыть выходную задвижку 167 и закрыть обводную задвижку 168 (при этом охлаждающий конденсат будет также поступать в охладитель дренажа 162 испарителя 149-II);

в) открыть задвижку 155 на паропроводе из четвертого отбора. Слегка приоткрыть парозапорную задвижку 156 и открыть вентиль 174 на линии отсоса воздуха из 165 в конденсатор. После того как уровень конденсата в греющей секции достигнет половины водоуказательного стекла, открыть вентиль 163 для слива дренажа в конденсатор выпара 165 испарителя.

После прогрева паропровода, греющей секции и спусковой системы задвижку 156 открыть полностью, в результате чего в конденсатор испарителя начнет поступать вторичный пар из корпуса испарителя;

г) после того как в конденсаторе вторичного пара 165 уровень конденсата поднимется до середины нижнего водоуказательного стекла следует пустить в работу один из сливных насосов 169 для подачи конденсата в деаэратор через его регулятор питания. Второй сливной насос после опробования оставить в резерве.

Производительность испарителя будет регулироваться автоматически регулятором питания деаэратора путем затопления трубной системы охладителя вторичного пара (см. § 104);

д) при повышенном расходе добавочной воды пустить таким же способом первую ступень испарителя, причем после пуска в его греющую секцию пара из паропровода третьего отбора следует открыть задвижку 154 для отвода вторичного пара первой ступени в греющую секцию второй ступени, а задвижку 155 закрыть.

§ 161. Обслуживание установки во время работы

1. Следить по водомерному стеклу за уровнем воды в корпусе испарителя. Если уровень не поддерживается постоянным, то поплавковый регулятор питания требует ремонта. До проведения ремонта уровень надлежит регулировать вручную запорной задвижкой 134 (I или II).

2. При совместной работе обеих ступеней оба корпуса включают по схеме ступенчатого испарения, т. е. питательную воду из деаэратора подают лишь в первую ступень испарителя, а вторую ступень испарителя питают продувочной водой из первой ступени испарителя через задвижку 157.

3. Продувка второй ступени испарителя производится продувочным насосом 159 (в схеме фиг. 152 также непосредственно в атмосферу через задвижку 186) через регулярные промежутки времени, зависящие от качества питательной воды и устанавливаемые во время эксплуатации на основании анализа воды, состав которой зависит от частоты продувок.

4. Периодически производить запись показаний всех измерительных приборов.

5. В случае неисправности включенного в работу сливного насоса 169 надлежит его остановить, после чего пустить в работу резервный насос 169.

6. Во время работы испарителя не допус-

кать снятия давления в греющей секции при наличии давления в паровом корпусе испарителя.

§ 162. Остановка

1. Закрывать паровпускную задвижку 150 (156), а затем все остальные задвижки и вентили.

2. Остановить сливной насос.

3. Открыть обводную задвижку 168 на линии основного конденсата, закрыть задвижку 166, а затем задвижку 167; открыть воздушный краник в атмосферу на водяной камере конденсатора 165. Закрывать вентиль 174 на отсосе воздуха в конденсатор.

4. Закрывать задвижки 134 (I и II) на подводе питательной воды к испарителям и удостовериться по водоуказательным приборам корпусов испарителей, что через эти задвижки не происходит протечки.

5. Закрывать задвижки на линии дренажа греющего пара из испарителей.

Глава тридцать восьмая

ОБСЛУЖИВАНИЕ БОЙЛЕРОВ

В виде примера ниже приводятся указания по обслуживанию бойлерной установки с двухступенчатым подогревом сетевой воды, представленной на фиг. 158 (143 и 153).

§ 163. Включение основного бойлера

1. Осмотреть все оборудование бойлерной установки и удостовериться, что оно подготовлено к пуску.

2. Проверить (до пуска турбины), что электрозадвижка 141 (фиг. 153) на паропроводе отбора закрыта.

3. Проверить (до пуска турбины), что механизм обратного клапана 140 (фиг. 153) закрыт.

4. Удостовериться в том, что задвижка на подводе пара от РОУ, паровпускные задвижки 3 и 4 и водяные задвижки на входе и выходе трубной системы бойлера и задвижки 31 и 34 на входе и выходе сетевой воды в бойлерную закрыты.¹

5. Получить подтверждение об исправности теплофикационной сети и подготовленно-

сти котлов и турбины к отдаче пара, открыть одну из задвижек 31 и пустить один из сетевых насосов 30, после чего открыть задвижку 32 пущенного насоса на напорной магистрали к бойлерной.

6. Закрывать спускной вентиль 13 из нижней подвесной камеры включаемого бойлера.

7. Медленно открыть входную водяную задвижку 7 включаемого бойлера и выпустить воздух из верхней водяной камеры через воздушный кран, после чего медленно открыть выходную задвижку 8. Открыть обводную задвижку 19 пикового бойлера и задвижку 34 на напорной магистрали теплосети.

8. Открыть вентиль 9 для отсоса воздуха и вентиль 11 для соединения парового пространства бойлера с атмосферой.

9. Закрывать задвижки 12 и 14 на сливном трубопроводе и проверить по водоуказательному прибору, что сетевая вода не поступает из трубок, находящихся под давлением, в паровое пространство бойлера. Затем открыть задвижки 12 и 23 для подачи конденсата к бойлерному конденсатному насосу 22.

10. Закрывать вентиль 11 и открыть вентиль 10 для отсоса воздуха из корпуса бойлера в конденсатор.

¹ Об условиях параллельной работы турбины с РОУ см. § 159.

11. Медленно открыть обводной клапан 142 (фиг. 153) электрозадвижки 141 и при открытых дренажных линиях прогреть паропроводы, после чего полностью открыть электрозадвижку 141 и закрыть клапан 142. После пуска бойлеров продувочный вентиль обратного клапана 140 оставить приоткрытым.

12. Приоткрыть паровпускную задвижку бойлера (3 или 4 на фиг. 158) и после его прогрева открыть задвижку (3 или 4) полностью.

13. Пустить в ход один из конденсатных насосов 22.

14. Расход пара на бойлер устанавливается автоматически в зависимости от расхода сетевой воды через него.

§ 164. Включение пикового бойлера

Пиковый бойлер пускается так же, как и основной. Дренаж сливается каскадно через конденсатотводчик 20 и задвижку 14 в корпус работающего основного бойлера. Обводную задвижку 19 пикового бойлера следует открыть настолько, чтобы получить необходимую температуру подогрева сетевой воды.

§ 165. Обслуживание бойлеров во время работы

1. Регулярно следить за уровнем воды в бойлерах по водоуказательным стеклам. Повышение уровня конденсата в паровом простраиве указывает на повреждение трубок или на ненормальности в работе конденсатного насоса 22.

2. В случае чрезмерного повышения уровня конденсата в корпусе необходимо дефектный бойлер отключить для его осмотра и ремонта.

3. Регулировка температуры подогрева сетевой воды производится:

а) пропуском части или всего количества сетевой воды через пиковый бойлер;

б) путем регулирования давления пара, отбираемого из турбины к основным бойлерам, воздействуя на регулятор отбора пара турбины.

§ 166. Остановка бойлеров

1. Закрыть паровпускную задвижку (3 или 4) к основному бойлеру или задвижку 5 при остановке пикового бойлера.

2. Закрыть вентиль отсоса воздуха и сливную задвижку конденсата греющего пара.

3. Отключить бойлер от магистрали сетевой воды, открыв сначала обводную задвижку, закрыв затем задвижки на входе и на выходе из бойлера.

4. В зависимости от числа отключаемых бойлеров остановить один или оба конденсатных насоса.

5. При остановке бойлера на длительное время слить воду из нижней водяной камеры, открыв вентиль 13.

6. В случае остановки всей бойлерной установки закрыть все задвижки на подводных паропроводах и на водяных магистралях и открыть в пределах бойлерной установки все вентили и краны, служащие для сообщения бойлеров и трубопроводов с атмосферой.

Глава тридцать девятая

ОБСЛУЖИВАНИЕ ЭЛЕКТРОНАСОСОВ

§ 167. Пуск насосов

1. Проверить по маслоуказательным стеклам наличие достаточного количества масла в подшипниках насоса и электродвигателя.

2. Удостовериться в том, что смазочные кольца подшипников легко проворачиваются при вращении вала, не задевая за вкладыш.

3. Закрыть кран к вакуумметру (если он имеется).

4. Открыть краны (если имеются) для подачи воды к сальникам насоса. Сальники должны быть подтянуты настолько, чтобы при нормальной работе насоса через них просачивалось небольшое количество воды.

5. Открыть воздушные краники на корпусе насоса и залить насос (и всасывающую ли-

нию) из напорного трубопровода. Воздушные краники закрыть, когда через них пойдет струя воды без воздушных пузырьков. Если в напорном трубопроводе воды не имеется, заполнить насос водой через специальную воронку, пока весь воздух не будет удален и вода не покажется из воздушных краников. Если предусмотрен эжектор (например для циркуляционных насосов), то, закрыв задвижку с напорной стороны, заполнить корпус насоса водой из всасывающей линии, за чем проследить по водомерному стеклу на корпусе насоса. Если насос находится под напором воды во всасывающей линии (конденсатные насосы), то, закрыв задвижку на напорной линии, открыть полностью задвижку на всасывающем трубопроводе, соединить воздушный колпак насоса с

паровым пространством конденсатора (подогревателя или бойлера) и заполнить корпус насоса водой.

6. По заполнении насоса водой закрыть задвижку на напорном патрубке и включить электродвигатель. По достижении насосом нормального числа оборотов проверить, открывая воздушный краник, что насос действительно заполнен водой.

7. Медленно открыть задвижку на напорном трубопроводе насоса настолько, насколько необходимо для получения требуемой производительности. Открыть кран вакуумметра. При открывании задвижки внимательно следить за показаниями амперметра на щитке электродвигателя. В случае перегрузки электродвигателя агрегат остановить и отключить насос для выявления и устранения причин перегрузки.

8. Не допускать:

- а) пуска насоса без воды;
- б) длительной работы насоса, заполненного водой, при закрытой напорной задвижке. Вращение насоса при закрытой задвижке вызывает повышение температуры заключенной в корпусе насоса воды, что приведет к разогреву, заеданию ротора или срыву насоса.

§ 168. Обслуживание насосов во время работы

1. Следить за температурой подшипников, которая через 30—40 минут после пуска должна установиться и не превышать 70°. Проверять, что смазочные кольца во время работы вращаются и что в подшипниках достаточное масла. В случае наличия колпачковых масленок — периодически их поджимать.

Не реже одного раза в месяц — спускать отработанное масло из подшипников и после их промывки заполнять свежим.

2. Следить за тем, чтобы сальники во время работы оставались достаточно холодными и не допускали значительной утечки воды. Для сальников рекомендуется применять хлопчатобумажную набивку, пропитанную салом с графитом, или асбестовый прографиченный и пропитанный в масле шнур. Набивку производить кольцами с зазором между стыками от 0,5 до 1,0 мм. Стыки смежных колец смещать на угол 120°. В случае увеличения утечки воды набивочную сальниковую втулку подтягивать равномерно без перекосов.

3. В насосах, имеющих гидравлическое уравновешивание осевого давления, трубка из разгрузочной камеры отводится во всасывающий патрубок или дренаж. Необходимо, чтобы эта трубка была всегда чистой, так как нарушение свободного слива воды из разгрузочной камеры может привести к прекращению разгрузки, заеданиям в разгрузочном устройстве и перегрузке электродвигателя.

4. Во время работы насоса на переменном режиме — следить за показаниями приборов, не допуская перегрузки электродвигателя и прикрывая задвижку на нагнетании. Повышение тока сверх обычного при нормальном напоре показывает, что в насосе имеется заедание, которое после остановки насоса необходимо выявить и устранить.

5. Насосный агрегат должен быть немедленно остановлен для осмотра и ремонта с одновременным пуском резервного насоса:

- а) при появлении резких шумов, заеданий, стуков, сильной вибрации и ненормального нагрева насоса или электродвигателя;
- б) при появлении дыма из подшипников;
- в) при появлении дыма и огня из электродвигателя;
- г) при прекращении поступления воды к сальникам;
- д) при срыве работы насоса.

6. Все насосы, имеющие резерв, должны поочередно пускаться в работу с тем, чтобы простой каждого в резерве не превышал одной недели.

§ 169. Остановка насосов

1. Закрыть кран вакуумметра (если он имеется).

2. Закрыть задвижку на напорной линии.

3. Закрыть кран на отсосе воздуха из насоса.

4. Остановить электродвигатель.

5. Закрыть задвижку на всасывающей линии, если оставление ее в открытом положении не оговорено особо.

6. В случае остановки насоса на длительное время:

а) выпустить из него воду через спускные пробки;

б) смазать рабочие части насоса, подвергающиеся ржавлению, солидолом или техническим вазелином.

ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

ТАБЛИЦЫ ЗАЗОРОВ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБИН ВК-100-2 и ВК-50-1

(места замеров обозначены черными прямоугольниками)

Ступень скорости (регулирующая)

Таблица 1

Тип турбины	Зазор	Величина зазоров, мм
ВК-100-2 и ВК-50-1	A	1,0—1,5
	C	1,0—1,5
	E	Не менее 4
	F	» » 3,5
	Ж	2,5—3,5
	Ш	2,5—3,5
	У	1,5—2,2
	K	1,5—2,2
	H	Не менее 3,5
	M	» » 1,0
	$D_1 - D_8$	1,5—2,5

Типы зазоров

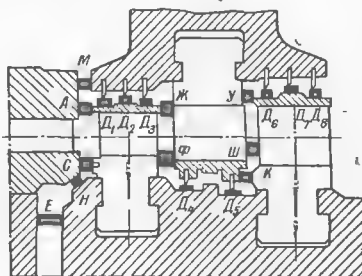


Таблица 2

Величины одноступенчатых зазоров в различных ступенях

Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	2, 3, 4	1,0—1,5	ВК-50-1	2, 3, 4	1,0—1,5
	5, 6, 7	1,5—2,0		5, 6, 7	1,5—2,0
	8, 9, 10			9	2,0—3,0
	11	2,0—3,0		10, 11	2,5—3,5
	12	2,5—3,5		12, 13, 14	2,5—3,5
	13	3,0—4,0		15	3,0—4,0
	14	3,5—4,5		16	5,0—6,5
	15	5,0—6,5		17 и 18	9,0—14
	15—17	9,0—14,0			
	18	4,0—5,0			
	19	4,5—5,5			
	20	6,0—7,5			
	21—22	10—15			

Типы зазоров

ВК-100-2: ступени 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9,

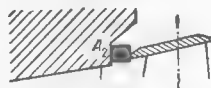
10, 11, 12, 14, 19

ВК-50-1: ступени 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11



ВК-100-2: ступени 13 и 18

ВК-50-1: ступени 12, 13, 14, 15



ВК-100-2: ступени 15, 16, 17, 20, 21 и 22

ВК-50-1: ступени 16, 17, 18



Таблица 3

Продолжение приложения 1

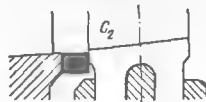
Типы зазоров

Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	2, 3, 4	2,2—2,9	ВК-50-1	2, 3, 4	2,2—2,9
	5, 6, 7	2,7—3,4		5, 6, 7, 8	
	8, 9, 10				
	11	3,5—4,5		9	2,5—3,5
	12	4,5—5,5		10, 11	3,0—4,0
	13	3,5—4,5		12, 13, 14	3,5—4,5
	14	4,5—5,5		15	4,5—5,5
	15	5,0—7,0		16	5,0—7,0
	16	4,0—7,5		17	4,0—7,5
	17	5,5—9,0		18	5,5—9,0
	18	4,5—5,5			
	19	5,5—6,5			
	20	6,0—8,0			
	21	5,0—8,5			
	22	6,5—10,0			

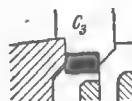
ВК-100-2: ступени 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10
ВК-50-1: ступени 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11



ВК-100-2: ступени 11, 12, 13, 14, 18, 19
ВК-50-1: ступени 12, 13, 14, 15



ВК-100-2: ступени 16, 17, 21, 22
ВК-50-1: ступени 17, 18



ВК-100-2: ступени 15, 20
ВК-50-1: ступени 16

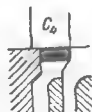
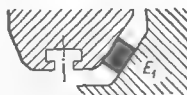


Таблица 4

Типы зазоров

Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	2, 3, 4, 5	Не менее 5,0	ВК-50-1	2, 3, 4	Не менее 5,5
	6	5,5		5, 6, 7, 8	6,5
	7, 8, 9, 10	6,0		9	7,5
	11, 12	8,0		10, 11	8,0
	14, 15	8,0		12, 13, 14	9,0
	16	16,0		15, 16	8,0
	17	18,0		17	16,0
	19, 20	9,0		18	18,0
	21	17,0			
	22	19,0			

ВК-100-2: ступени 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10
ВК-50-1: ступени 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11



ВК-100-2: ступени 11, 12, 14, 15, 16, 17, 19, 20, 21, 22
ВК-50-1: ступени 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18



Таблица 5

Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	2,3	Не менее 5,5	ВК-50-1	2,3	Не менее 5,5
	4	7,5		4	11,0/5,5
	5,6	5,5		5,6	5,5
	7	12,5		7	10,5/6,0
	8,9	6,0		8,9	6,0
	10	6,5		10	12,0/8,0
				11	7,0

ВК-50-1: ступени 4, 7, 10

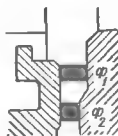


Таблица 6

Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	11, 12, 13, 14	Не менее 5,5	ВК-50-1	12, 13	Не менее 5,0
	15	7,0		14, 15	5,5
	16	8,5		16	7,0
	17	7,5		17	8,5
	16, 19	6,5		18	7,5
	20	7,5			
	21	9,1			
	22	8,5			

Таблица 7

Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	11	Не менее 6,5	ВК-50-1	12	Не менее 6,0
	13	6,5		13, 14	6,5
	14	7,0		15	7,0
	15	8,0		16	8,0
	16	10,5		17	10,5
	18	5,5			
	19	6,0			
	20	7,0			
	21	9,5			

Таблица 8

Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	11	Не менее 3,5	ВК-50-1	14	3,5
	12	4,0		15	4,0
	13	3,0		16	5,5
	14	4,0		17	6,0
	15	5,5		18	5,5
	16	6,0			
	17	5,5			
	18	3,5			
	19	4,5			
	20, 21, 22	6,0			

Продолжение приложения I

Типы зазоров

ВК-100-2: ступени 2, 3, 5, 6, 8, 9, 10

ВК-50-1: ступени 2, 3, 5, 6, 8, 9, 11



ВК-100-2: ступени 4, 7

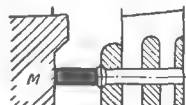


Типы зазоров

ВК-100-2: ступени 11, 12, 13, 14, 15, 16,

17, 18, 19, 20, 21, 22

ВК-50-1: ступени 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18

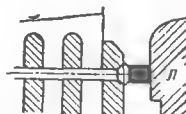


Типы зазоров

ВК-100-2: ступени 11, 13, 14, 15, 16, 18,

19, 20, 21

ВК-50-1: ступени 12, 13, 14, 15, 16, 17



Типы зазоров

ВК-100-2: ступени 11, 12, 13, 14, 15, 16,

17, 18, 19, 20, 21, 22

ВК-50-1: ступени 14, 15, 16, 17, 18

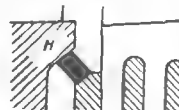
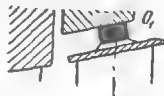


Таблица 9

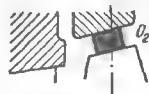
Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм	Тип турбины	Номера ступеней	Величина зазоров, мм
ВК-100-2	12	4,0	ВК-50-1	15	4,0
	14	4,0		16	5,0—8,0
	15	5,0—8,0		17	6,0—9,0
	16	6,0—9,0		18	7,0—12,0
	17	7,0—12,0			
	19	4,0			
	20	5,0—8,0			
	21	6,0—9,0			
	22	7,0—12,0			

Продолжение приложения 1
Типы зазоров

ВК-100-2: ступени 12, 14, 19
ВК-50-1: ступени 15



ВК-100-2: ступени 15, 16,
17, 20, 21, 22
ВК-50-1: ступени 16, 17, 18



Схемы расположения замеров и установки щупов в зазорах проточной части турбин типа ВК-100-2 и ВК-50-1

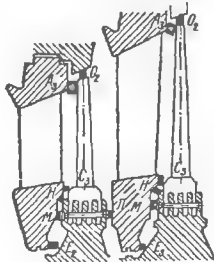
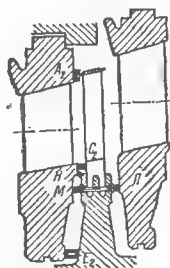
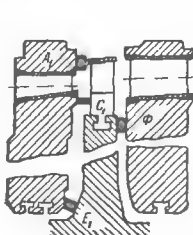


ТАБЛИЦА УМЕНЬШЕННЫХ ЗАЗОРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИН ВР-25-18-4

Первая ступень

Типы зазоров

Таблица 1

Зазор	Величина зазоров, мм
A	1,0—1,3
C	1,2—1,5
D ₁	1,5—2,5
D ₂	1,5—2,5
D ₃	1,5—2,5
E	5
M	0,75—1,25

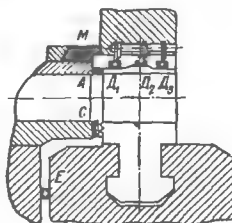


Таблица 2

Номера ступеней	Величина зазоров, мм
2	1,0—1,3
3	1,0—1,3
4	1,0—1,5
5	1,0—1,5
6	1,0—1,5
7	1,25—1,75
8	1,25—1,75
9	1,5—2,0
10	1,5—2,0

Тип зазора

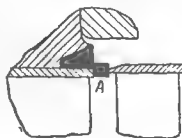


Таблица 3

Номера ступеней	Величина зазоров, мм
2	1,4—2,1
3	1,4—2,1
4	1,4—2,1
5	1,4—2,1
6	1,4—2,1
7	1,9—2,6
8	1,9—2,6
9	1,9—2,6
10	1,9—2,6

Тип зазора

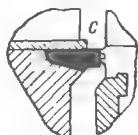


Таблица 4

Номера ступеней	Величина [мм]
2	5,5
3	5,5
4	5,5
5	5,5
6	9,5
7	7,5
8	7,5
9	7,5
10	8,0

Тип зазора

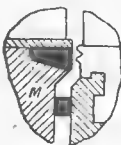


Таблица 6

Номера ступеней	Величина зазоров, мм
2	4,5—6,0
3	4,5—6,0
4	4,5—6,0
5	4,5—6,0
6	5,0—6,5
7	5,0—6,5
8	5,0—6,5
9	6,0—6,5
10	—

Тип зазора

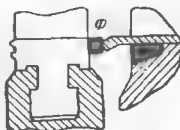


Таблица 5

Номера ступеней	Величина зазоров, мм
2	4—6
3	16,5—18
4	4—6
5	4—6
6	4,5—6
7	4,5—6
8	7—9
9	4,5—6
10	—

Продолжение приложения 1

Тип зазора

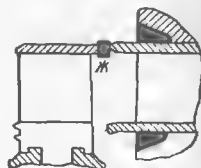


Таблица 7

Номера ступеней	Величина зазоров, мм
2	6
3	6
4	6
5	6
6	8
7	8
8	8
9	9
10	—

Тип зазора

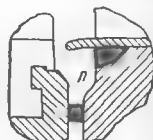


Таблица 8

Зазоры в уплотнениях по бандажам лопаток рабочих колес

Номера ступеней	Зазоры	Величина зазоров, мм	Номера ступеней	Зазоры	Величина зазоров, мм
2	А—Б—В Г—Д	1—2,2 2,5—4,0	7	А—Б—В Г—Д	1—2,2 2,5—4,0
3	А—Б Г	1—2,2 2,5—4	8	А—Б Г	1—2,2 2,5—4,0
4	А—Б—В Г—Д	1—2,2 2,5—4,0	9	А—Б—В Г—Д	1—2,2 2,5—4,0
5	А—Б Г	1—2,2 2,5—4,0	10	А—Б Г	1—2,2 2,5—4,0
6	А—Б—В Г—Д	1—2,2 2,5—4,0			

Схема расположения замеров
и установки щупов в зазорах
проточной части турбины
ВР-25-18-4

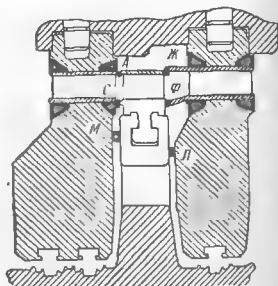
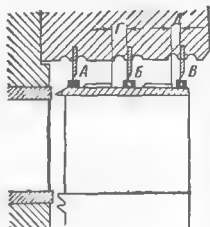


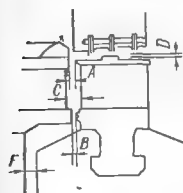
ТАБЛИЦА ЗАЗОРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ ВР-25-31-3

Регулирующая ступень	Типы зазоров				
	A	B	C	D	E
	1,0—2,0	1,0—2,0	3,5—4,5	1,5—2,5	5,0

Ступени давления	Типы зазоров					
	A	B	C	E, мин.	F	G
2	1,5—2,5	1,5—2,5	4,0—5,0	5	4—6	4,0—5,5
3	1,5—2,5	1,5—2,5	4,0—5,0	5	4,5—6,5	19,0—21,0
4	1,5—2,5	1,5—2,5	4,5—5,5	5,5	4,5—6,5	4,0—6,0
5	1,5—2,5	1,5—2,5	4,5—5,5	5,5	4,5—6,5	4,0—6,0
6	2,5—3,5	2,5—3,5	5,5—6,5	6,5	3,5—5,5	3,0—5,0
7	2,5—3,5	2,5—3,5	5,5—6,5	6,5	—	—

Схема расположения замеров и установки шупов в зазорах проточной части турбины ВР-25-31-3

Регулирующая ступень



Ступени давления

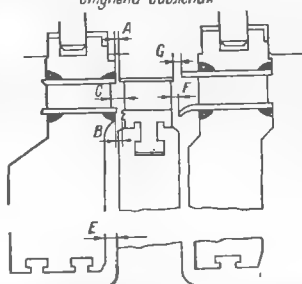


ТАБЛИЦА УМЕНЬШЕННЫХ ОСЕВЫХ ЗАЗОРОВ ПО БАНДАЖАМ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ ТИПА ВПТ-25-3

Номера ступеней	Зазор А, мм	
	мин.	макс.
1	1,0	1,5
2	1,0	1,5
3	1,0	1,5
4	1,0	1,5
5	1,5	2,0
6	1,5	2,0
7	1,5	2,0
8	1,5	2,0
9	2,0	3,0
10	1,8	2,5
11	2,5	3,5
12	2,5	3,5
13	2,5	3,5
14	2,5	3,5
15	2,8	4,0
16	3,5	4,5
17	3,5	4,5
18	5,0	6,5
19	9,0	11,0

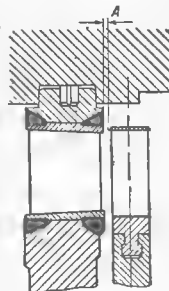


ТАБЛИЦА УМЕНЬШЕННЫХ ЗАЗОРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБИНЫ АП-25-2

Первая ступень

Величины однотипных зазоров различных ступеней

Таблица 1

Зазор	Величины зазора, мм
A	1,0—1,5
C	2,5—3,5
H	3,0—4,5
E	7—9

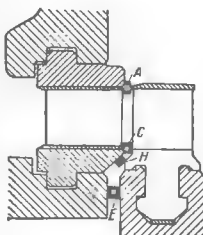


Таблица 2

Номера ступеней	Зазоры, мм
2	1,0—1,5
3	1,0—1,5
4	1,0—1,5
5	1,0—1,5
6	1,2—1,7
7	1,5—2,0
8	2,0—2,5
9	2,0—2,5
10	2,5—3,5
11	2,5—3,5
12	2,5—3,5
13	3,0—4,0
14	5,0—6,5
15	9,0—12,0

Типы зазоров

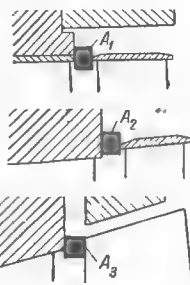
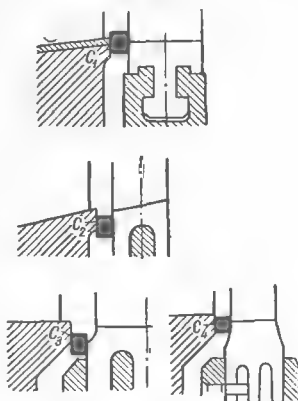


Таблица 3

Типы зазоров

Номера ступеней	Зазоры, мм
2	3,0—4,0
3	3,0—4,0
4	3,0—4,0
5	3,0—4,0
6	2,5—3,5
7	3,0—4,0
8	3,0—4,0
9	3,5—4,5
10	3,5—4,5
11	3,5—4,5
12	3,5—4,5
13	4,0—6,0
14	5,0—7,0
15	4,0—7,5



Продолжение приложения 1

Таблица 4

Номера ступеней	Минимальный зазор, мм
2	6
3	6
4	6
7	6
8	6
9	8

Типы зазоров

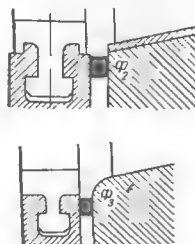


Таблица 5

Типы зазоров

Номера ступеней	Минимальный зазор, мм
2	5,0
3	6,0
4	6,5
5	7,0
6	8,0
7	8,0
8	8,0
9	9,0
10	9,0
11	9,0
12	10,0
13	9,0
14	9,0
15	19,0

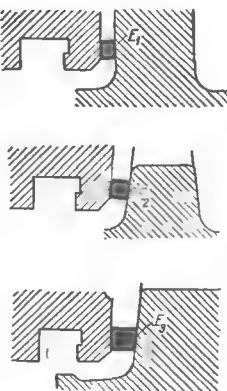
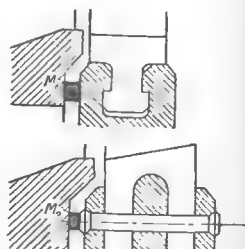


Таблица 6

Типы зазоров

Номера ступеней	Минимальный зазор, мм
6	5
10	5
11	5
12	6
13	6
14	7
15	8,5



Продолжение приложения 1

Таблица 7

Номера ступеней	Минимальный зазор, мм
10	6
11	7
12	5
13	8
14	8

Тип зазора



Таблица 8

Номера ступеней	Минимальный зазор, мм
6	4,5
12	3,5
13	4,0
14	6,0
15	6,5

Тип зазора



Таблица 9

Номера ступеней	Минимальный зазор, мм
13	5,0—6,0
14	5,0—6,0
15	5,5—8,5

Типы зазоров



ЗАЗОРЫ В УПЛОТНЕНИЯХ

Таблица 1

Переднее уплотнение в. д.

Тип турбины	Номера колец, считая от ступени скорости	Величина зазора, мм		
		А	Б	В
ВК-100-2	1—18	2,6—3,4	1,6—2,4	0,5—0,6
	19—24	2,6—3,4	1,6—2,4	0,3—0,4
ВК-50-1	1—18	2,6—3,4	1,6—2,4	0,5—0,6
	19—24	2,6—3,4	1,6—2,4	0,3—0,4
АП-25-2	1—16	2,6—3,4	1,6—2,4	0,5—0,6
	17—22	2,6—3,4	1,6—2,4	0,25—0,35

Тип уплотнений

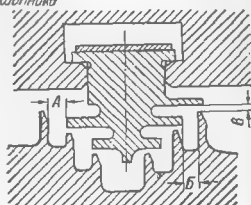
Страна
переднего
подшипникаСтрана
генератора

Таблица 2

Заднее уплотнение цилиндра в. д. турбины ВК-100-2 и заднее уплотнение цилиндров турбин ВК-50-1 и др.

Тип турбины	Номера колец, считая от последней ступени к генератору	Величины зазоров, мм		
		А	Б	В
ВК-100-2	25—35	Не менее 3,75	Не менее 4,0	0,3—0,4
ВК-50-1	25—30	Не менее 3,75	Не менее 4,0	0,3—0,4
АП-25-2	23—28	Не менее 3,5	Не менее 4,0	0,25—0,4

Тип уплотнений

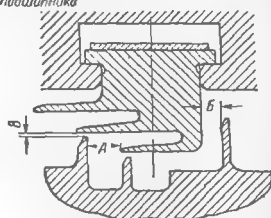
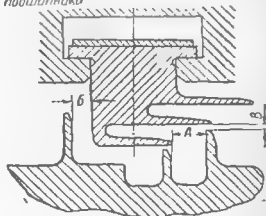
Страна
переднего
подшипникаСтрана
генератора

Таблица 3

Переднее уплотнение ЦНД турбины ВК-100-2

Тип турбины	Номера колец, считая от анафразы 22-й ступени	Величина зазоров, мм		
		А	Б	В
ВК-100-2	36—41	Не менее 4	Не менее 3,5	0,3—0,4

Тип уплотнений

Страна
переднего
подшипникаСтрана
генератора

Продолжение приложения 2

Тип уплотнения

Таблица 4

Заднее уплотнение ЦНД турбины ВК-100-2

Тип турбины	Номера колес, считая от диафрагмы 17-й ступени	Величина зазоров, мм		
		А	Б	В
ВК-100-2	42—47	Не менее 3,75	Не менее 4,0	0,3 0,4

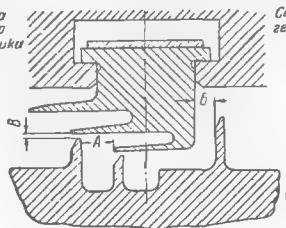
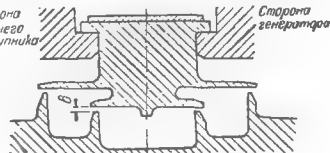
Страна
переднего
подшипникаСтрана
генератора

Таблица 5

Уплотнения диафрагм ступеней в. д.

Тип турбины	Номера диафрагм	Зазор Б, мм
ВК-100-2	2—10	0,3—0,4
ВК-50-1	2—11	0,3—0,4
АП-25-1	2—15	0,25—0,4

Тип уплотнения

Страна
переднего
подшипникаСтрана
генератора

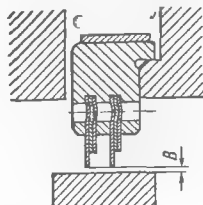
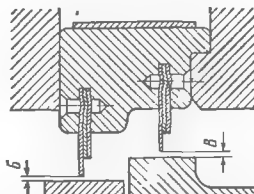
Уплотнения диафрагм ступеней и. д.

Величина зазоров Б и В, мм

0,3—0,4

0,3—0,6

Тип уплотнения



ЗАЗОРЫ В ОСНОВНЫХ УЗЛАХ ТУРБИН И ДОПУСКИ НА СБОРКУ ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ

а) Установка цилиндров по ватерпасу

1 - передний подшипник; 2 - цилиндр высокого давления; 3 - цилиндр низкого давления;
4 - призма, устанавливаемая на горизонтальный разъем (высота призмы должна учитывать отклонение плоскости разреза от оси цилиндра); 5 - линейка, на которую устанавливается ватерпас, 6 - направление подъема осей цилиндров и подшипников



Величина уклона в делениях по уровню «Геологоразведки»
(1 деление = 0,1 мм/1000 мм)

1. Турбина ВК-100-2

Цилиндр низкого давления	от	0,0
	до	3,5
Цилиндр высокого давления	от	4,5
	до	8,0
Передний подшипник	от	5,5
	до	9,0

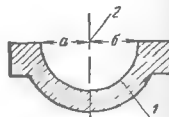
2. Одицилиндровые турбины

Тип турбины	ВК-50-1	ВК-25-1	ВТ-25-4	ВПТ-25-3	АП-25-2	ВР-25
Цилиндр турбины	от до	0,0 2,9	0,0 2,6	0,0 2,9	0,0 3,0	0,0 2,6
Передний подшипник	от до	2,9 5,8	2,4 5,0	2,4 5,3	2,5 5,5	2,4 5,0

3. Турбины ВР-25-18; ВР-25-34; задний подшипник $\frac{0,0}{1,0}$; ЦВД $\frac{0,7}{1,7}$; передний подшипник $\frac{1,5}{2,5}$

б) Установка цилиндров по струне

1 - расточки под уплотнения в цилиндрах или расточки в корпусе переднего подшипника под вкладыш и масляное устройство регуляторов безопасности; 2 - положение струны



Максимальная разность размеров a и b , измеренных штихмассом с микрометрической головкой, в миллиметрах

1. Турбина ВК-100-2

(струна устанавливается по расточкам для уплотнений ЦНД)

Расточка под опорно-упорный вкладыш в д.	±0,20
» цилиндра под переднее уплотнение	±0,05
» цилиндра под заднее уплотнение	±0,08
» в корпусе подшипника ЦНД под опорный вкладыш № 2	±0,25
» в корпусе подшипника ЦНД под опорно-упорный вкладыш	±0,25
» в ЦНД под переднее уплотнение	0-0
» в ЦНД под заднее уплотнение	0-0

2. Одицилиндровые турбины

(струна устанавливается по концевым расточкам цилиндра)

Максимальная разность размеров a и b (допустимая) одинакова для турбин типов ВК-50-1, ВК-25-1, ВТ-25-4, ВПТ-25-3, ВР-25 и АП-25-2

Расточка под опорно-упорный вкладыш	±0,20
» в цилиндре под переднее уплотнение	0-0
» » » заднее »	0-0
» в корпусе заднего подшипника под опорный подшипник № 2	±0,20

в) Зазоры в шпонках

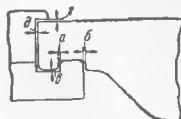
1. Передние лапы цилиндров всех турбин серии и задние лапы ЦВД турбины ВК-100-2:

$$a \pm b = 0,04 \div 0,07$$

$$e = 3 \div 4$$

$$0,04 \div 0,06$$

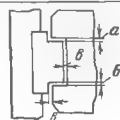
$$\delta = 4$$



2. Вертикальные шпонки между цилиндрами и подшипниками:

$$a + b = 0,06 \div 0,1$$

$$e = 3 \div 4$$



3. Продольные шпонки фундаментных рам:

$$a + b = 0,04 \div 0,06$$

$$e \geq 2,0$$

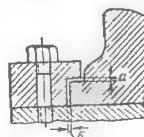
$$e + \delta = 0,01 \div 0,03$$



4. Боковые шпонки корпуса переднего подшипника:

$$a = 0,04 \div 0,06$$

$$b \geq 2,0$$



5. Диагональные шпонки боковых лап в части низкого давления

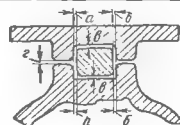
$$a = 0,05 \div 0,1$$



6. Шпонки между боковыми клапанными коробками и цилиндром:

$$a + b = 0,04 \div 0,08$$

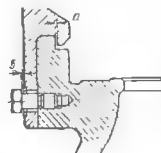
$$e \geq 1,5 \quad e \geq 3$$



7. Зазоры между кулачковой рамой и верхними клапанными коробками:

$$a = 0,04 \div 0,08$$

$$b = 0,04 \div 0,06$$

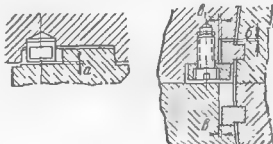


8. Шпопки направляющего аппарата регулирующей ступени:

$$a = 1,5 \div 2$$

$$b = 0,12 \div 0,15$$

$e = 0,7 \div 0,8$ с каждой стороны



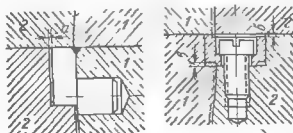
9. Шпопки между обоями и цилиндром:

$$a = 0,7 \div 0,8 \text{ с каждой стороны}$$

$$b_s = 0,2 \div 0,3$$

$$e = 0,1 \div 0,2$$

1 - обоямы, 2 - цилиндр



10. Шпопки вертикальные между обоймой и цилиндром

$$a = 1,5 \div 1,7$$

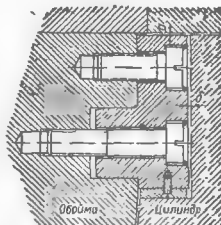
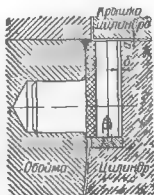
1 - обойма, 2 - цилиндр



11. Шпопки между обоями и цилиндром:

$$a = 0,03 \div 0,05$$

$$b = 2 \div 4,5$$



12. Шпонки между обоймами и диафрагмами:

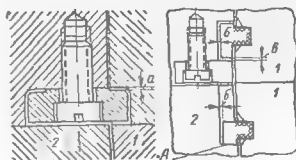
$$a = 0,4 \div 0,6$$

$$b = 1,5 \div 2,0$$

$$c = 0,4 \div 0,6$$

Торцы *А* прижать так, чтобы зазор в стыке между половинками диафрагм при сборке в обоймах был 0,05—0,1 мм

1—диафрагмы, 2—обоймы



13. Штифты вертикальные между обоймами и диафрагмами

$$a = 1,5 \div 1,7$$



14. Крепление уплотнительных колец

$$a = 1,0 \div 1,5$$



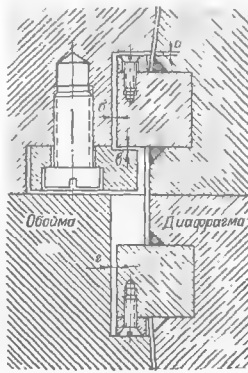
15. Шпонки между обоймами и диафрагмами.

$$a = 0,1 \div 0,15$$

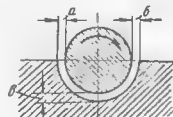
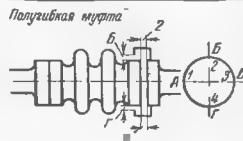
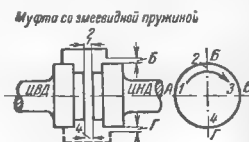
$$b = 2 \div 3,5$$

$$c = 0,4 \div 0,7$$

$$z = 2 \div 3,5$$



г) Установка роторов по расточкам для уплотнений и центровка по муфтам

1. а) Разница между размерами a и b не должна превосходить 0,1б) Размер e должен быть больше $\frac{a+b}{2}$ на 0,05—0,12. а) Разница между замерами A, B, B, Γ — не более 0,08 (центровка по окружности)б) Разница между замерами $1, 2, 3$ и 4 — не более 0,06 (центровка по торцу)3. а) Разница между замерами A, B, B и Γ — не более 0,06 (центровка по окружности)б) Разница между замерами $1, 2, 3$ и 4 — не более 0,05 (центровка по торцу)

д) Статический прогиб роторов и уклон шеек по ватерпасу при горизонтальном расположении опор роторов

Тип турбины	БК-100-2		БК-50-1	БК-25-1	ВТ-25-4	ВПТ-25-3	АП-25-2	ВР-25
	РВД	РНД						
Статический прогиб, мм	0,08	0,403	0,34	0,27	0,325	0,35	0,29	—
Уклон шеек роторов, передней и задней (делений ватерпаса)	9,0—5,5	7,0—3,5	7,0—3,5	4,25—2,3	5,3—2,9	5,5—3,0	5—2,6	1,5—0,0
	7,0—3,5	0—3,5	0—3,5	0—1,9	0—2,4	0—2,5	0—2,4	2,5—1,0

е) Зазоры в опорных и опорно-упорных подшипниках

1. Осове разбег:

а) для переднего опорно-упорного подшипника

$$(a + b) = 0,6 \pm 0,8$$

б) для опорно-упорного подшипника ротора н. д. турбины БК-100-2

$$(a + b) = 0,8 \pm 1,0$$

2. Зазор в маслоудерживающих иносках:

$$e = 0,7 \pm 0,8$$

3. Зазор между сферой вкладыша и гнездом обоймы:

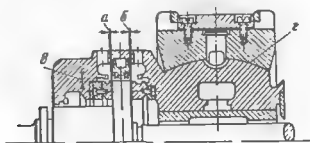
а) для передних опорно-упорных вкладышей

$$\text{натяг } z = 0,04 \pm 0,08$$

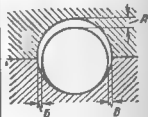
б) для опорно-упорного вкладыша ротора н. д. турбины БК-100-2

$$\text{натяг } z = 0,04 \pm 0,05$$

Зазоры в опорных вкладышах



Диаметр шейки ротора, мм	Зазор	
	A	B
300	A	0,3—0,45
	B = B	0,55—0,62
325	A	0,3—0,45
	B = B	0,6—0,67
360	A	0,35—0,5
	B = B	0,62—0,7



ж) Зазоры в маслозащитных кольцах

1. Маслозащитные кольца вкладышей:

$$e = 0,2 \div 0,4$$



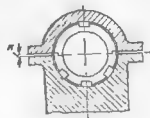
2. Маслозащитные гребни корпусов подшипников:

$$c = 0,15 \div 0,3$$



з) Натяг крышек подшипников
(определяется оттоком на свинец)

Для крышек подшипников всех турбин
 $k = 0,1 \div 0,15$



я) Зазоры в редукторе, червячной передаче и в регуляторе скорости

1. Редуктор

- а) Боковой зазор в зацеплении:

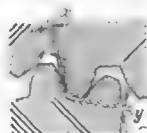
$$x = 0,25 \div 0,35$$

- б) Радиальный зазор между вершиной зуба и дном впадины:

$$y = 0,55 \div 0,7$$

- в) Осевой разбег вала ведомой шестерни редуктора в роликовых подшипниках:

$$z = 0,08 \div 0,15$$



2. Редуктор с гибкой муфтой

- г) Осевой разбег ведущей шестерни между торцевыми плоскостями опорных подшипников:

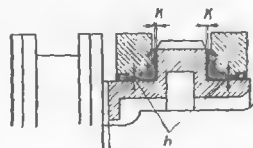
$$K = 0,2 \div 0,3$$

(суммарно)

- д) Радиальный верхний зазор во вкладышах:

$$h = 0,3 \div 0,35$$

(боковой зазор во вкладышах $a = 0,15 \div 0,17$)



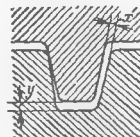
3. Червячная пара

- а) Боковой зазор между зубцами червячного колеса и витками червяка:

$$x = 0,15 \div 0,6$$

- б) Радиальный зазор между вершиной зуба червячного колеса и дном впадины между витками червяка:

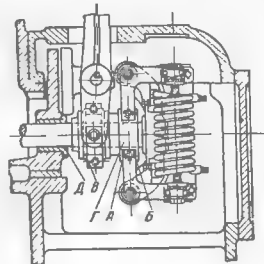
$$y = 0,8 \div 1,5^*$$



* Размер y является ориентировочным. Сборка зацепления контролируется размером x .

4. Регулятор скорости

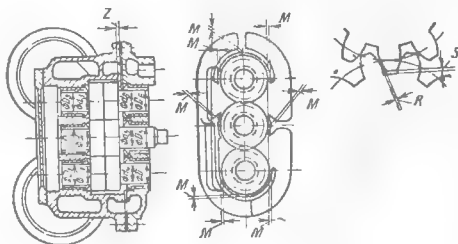
- а) Осевой разбег вала регулятора:
 $0,1-0,15$
- б) Зазоры в сухарях (суммарные):
 $A + B - 0,04 \quad 0,12$
- в) Зазор между валом и муфтой:
 $\Gamma - 0,07 \pm 0,1$
- г) Зазор в подшипниках вала регулятора:
 $\Delta - 0,15 - 0,18$
- д) Зазор между кольцом и муфтой:
 $B - 0,06 \pm 0,14$



к) Зазоры в масляных насосах

Зубчатые насосы:

- а) Радиальный зазор между корпусом и шестернями:
 $M - 0,2 \pm 0,3$
- б) Зазоры в зацеплении:
 $R = 0,15 \pm 0,25$
 $S \approx 1,5 \quad 2,0$
- в) Аксиальный зазор на торцах шестерен (суммарный на обе стороны)
 $Z = 0,2 \pm 0,3$
- г) Диаметральные зазоры в подшипниках
 $D - d = 0,07 - 0,09$
- д) Расцентровка валов масляного насоса и редуктора по полумуфтам:
 по окружности $0,05$
 по торцу $< 0,05$

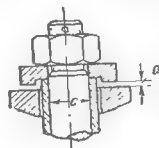


	МВН-40	МВН-25
Винтовые насосы		
1. Разница в диаметрах расточек корпуса и винтов ведущих	0,05—0,13	0,04—0,11
2. То же, ведомых	0,03—0,09	0,03—0,09
3. Разница в диаметрах пят ведущих винтов и подпятников	0,12—0,20	0,12—0,20
4. То же, ведомых винтов	0,10—0,15	0,10—0,15
5. Разница в диаметрах втулки корпуса и втулки ведущего винта, в месте выхода винта из крышки корпуса	0,15—0,25	0,15—0,25
6. Осевой разбег винтов в собранном насосе	1,5—2,0	1,5—2,0

л) Зазоры в органах парораспределения

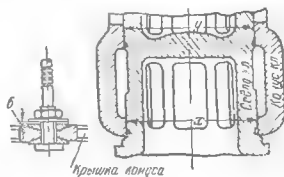
1. Регулирующие клапаны

- а) Зазор между штоком и буксой (диаметральный)
 $c = 0,3 \div 0,4$
- б) Зазор между шайбой и наружным сферическим кольцом
 $a = 0,05$
- в) Холостой ход штока в вертикальном направлении.
 $h = 0,75 \div 1,0$



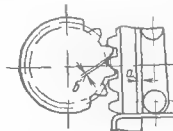
2. Автоматический затвор

- а) зазор между штоком и буксой (диаметральный).
 $c = 0,3 \div 0,38$
- б) зазор между наружным кольцом и сферической втулкой
 $a = 0,04 \div 0,06$
- в) зазор между прижимными кольцами:
 $b = 0,04 \div 0,06$
- г) зазор между седлом и конусом:
 $y = 0,45 \div 0,6$
 $x = 0,45 \div 0,6$



3. Реечная передача

- а) зазор между роликами каретки и спинкой рейки.
 $a = 0,25 \div 0,5$
- б) боковой зазор в зацеплении рейки с шестерней кулачкового вала:
 $b = 0,15 \div 0,20$

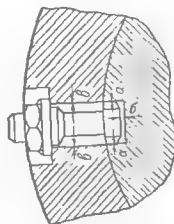


4. Шпонка клапана автоматического затвора

зазоры: $a = 0,1 \div 0,15$

$b = 1 \div 1,5$

натяг: $c = 0 \div 0,2$



ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН ДМЗ

Тип	ВК-25-1	ВК-50-1	ВК-100-2	ВТ-35-4	ВПТ-25-3	ВР-25-31-3	ВР-25-1В-4	АП-25-2
Номинальная мощность, <i>квт</i>	25 000	50 000	100 000	25 000	25 000	25 000	25 000	25 000
Число оборотов в минуту, <i>об/мин</i>	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000	3 000
Давление свежего пара, <i>атм</i>	90	90	90	90	90	90	90	29
Температура свежего пара, $^{\circ}\text{C}$	500	500	500	500	500	500	500	400
Регулируемый отбор для производственных целей:								
давление пара, <i>атм</i>	—	—	—	—	8 13 ²	—	—	8 13
максимальное количество, <i>т/час</i>	—	—	—	—	130 ¹ 120 ¹	—	—	150 ¹ 150 ¹
Регулируемый отбор для теплофикации:								
давление пара, <i>атм</i>	—	—	—	1,2 2,5	1,2 2,5	—	—	—
максимальное количество, <i>т/час</i>	—	—	—	100 ¹ 75 ¹	100 ¹ 75 ¹	—	—	—
Количество регулируемых отборов для регенерации и испарителей	6	5	5	4	3	—	1	2
Давление пара в конденсаторе, <i>атм</i>	0,042	0,036	0,033	0,056	0,056	31 ¹	18 ¹	0,075
Охлаждающая вода:								
расчетная температура, $^{\circ}\text{C}$	15	10	10	20	20	15	15	20
максимально допустимая температура при номинальной мощности, $^{\circ}\text{C}$	33	33	33	33	33	33	33	33
количество, <i>м³/час</i>	5 000	8 000	16 000	5 000	5 000	70 ¹	70 ¹	5 000
Максимальный расход пара:								
через ЦВД или ЧВД, <i>т/час</i>	106	204	405	159	200	387	273	260
через ЧСД, <i>т/час</i>	—	—	—	—	120	—	—	—
через ЦНД или ЧНД, <i>т/час</i>	—	—	298	100	100	—	—	120
Максимальный расход пара в конденсатор при температуре охлаждающей воды 33 $^{\circ}\text{C}$ и номинальной мощности при конденсационном режиме, <i>т/час</i>	78	143	276	78	78	—	—	107

Пределная мощность при перегрузке турбины, <i>квт</i>	—	—	30 000	30 000 ¹	—	30 000 ²
Число цилиндров	1	1	1	1	1	1
Число ступеней	19	18	12+2×5	20	7	15
Формула проточной части ЦВД или ЦВД ⁴	1K+18D	1K+17D	1K+11D	1K+15D	1P+6D	1P+4D
Формула проточной части ЦСД ⁴	—	—	—	—	—	—
Формула проточной части ЦНД или ЦНД ⁴	—	—	2×6D	1P+3D	—	1P+9D
Число выхлопов	1	1	2	1	1	1
Общий вес турбины, <i>т</i>	~130	~150	~270	~136	~100	~128
Вес наиболее тяжелой части турбины:						
для монтажа, <i>т</i>	35	50	75	48	30	40
для эксплуатации, <i>т</i>	23	26	40	25	20	25

¹ При пределной нагрузке 30 000 *квт* и температуре охлаждающей воды 33°C максимальный теплофикационный отбор снижается до 80 *т/час* при 1,2 *атм* и до 55 *т/час* при 2,5 *атм*.

² Максимальный производственный отбор пара указан при нулевом теплофикационном отборе и мощности 25 000 *квт*. При пределной нагрузке 30 *мвт* максимальный производственный отбор снижается до 110 *т/час* при 8 *атм* и до 90 *т/час* при 13 *атм*.

⁴ Максимальный теплофикационный отбор пара указан при нулевом производственном отборе и мощности 25 000 *квт*. При пределной нагрузке 30 *мвт* максимальный теплофикационный отбор снижается до 40 *т/час* при 1,2 *атм* и до 20 *т/час* при 2,5 *атм*.

⁵ Обозначения в формулах проточной части:

K — регулируемая ступень давления с двумя ступенями скорости;

P — регулируемая ступень давления с одной ступенью скорости;

D — ступень давления;

2×5D — обозначает наличие самостоятельного цилиндра, имеющего по пять ступеней давления в каждой половине в отдельный конденсатор.

⁶ При пределной нагрузке 30 000 *квт* максимальный отбор снижается до 140 *т/час* при 8 *атм* и до 115 *т/час* при 13 *атм*.

⁷ Допускается только в режиме с отбором пара.

⁸ Расход воды на маслоохлаждение.

Противодавление в выходном патрубке.

Продолжение приложения 4

T _м	ВК-25-1	ВК-50-1	ВК-100-2	ВТ-25-4	ВТТ-25-3	ВР-25-31-3	ВР-25-18-4	АП-25-2
Ротор в. д.:								
полный вес, т	13,4	16,6	10,6	14,6	14,5	7	7,3	14,7
полная длина, мм	7074	6415	5883	5850	6556	4657	4657	5637
наибольший диаметр по верши-								
нам лопаток, мм	2110	2674	1499	2110	2110	990	990	2110
пролет между осями подшипни-								
ков, мм	4138	4350	3440	4525	4671	3332	3332	4312
критическое число оборотов,								
об/мин	2180	1795	3620	1850	1800	3950	3945	1940
Ротор н. д.:								
полный вес, т	—	—	22	—	—	—	—	—
полная длина, мм	—	—	5620	—	—	—	—	—
наибольший диаметр по верши-								
нам лопаток, мм	—	—	2683	—	—	—	—	—
пролет между осями подшипни-								
ков, мм	—	—	3890	—	—	—	—	—
критическое число оборотов,								
об/мин	—	—	1670	—	—	—	—	—
Число оборотов ротора при работе	~4	~4	~4	~4	~4	~4	~4	~4
авалоповоротного устройства, об/мин								
Наименьшая высота подъема крока								
мостового крана над верхней пло-								
щадкой машинного зала, мм	6520	7000	7750 для главного крюка 9000 для вспомогате- льного крюка	6520	6520	6000	6000	6520

Высота фундамента турбоагрегата от пола конденсационного помещения до отметки пола верхней площадки машинного зала, мм

Расчетная равномерно распределенная нагрузка верхней площадки на уровне пола машинного зала (сверх сосредоточенных нагрузок от оборудования), кг/м²

Расчетная равномерно распределенная нагрузка промежуточных площадок для обслуживания вспомогательного оборудования (сверх сосредоточенных нагрузок от оборудования), кг/м²

Расчетная равномерно распределенная нагрузка площадок для обслуживания и ремонта арматуры трубопроводов, кг/м²

Тип электрического генератора с воздушным охлаждением.

1-я критическая скорость, об/мин

2-я критическая скорость, об/мин

Тип электрического генератора с водяным охлаждением.

1-я критическая скорость, об/мин

2-я критическая скорость, об/мин

7000

8000

8000

8000

8000

8000

1000

1000

1000

1000

1000

1000

500

500

500

500

500

500

1620/1570

1620/1570

1620/1570

925/880

1380/1350

1620/1570

4380/4320

4380/4320

4380/4320

2610/2530

3910/3910

4380/4320

TB-25-2

TB-25-2

TB-25-2

TB-100/2

TB-50-2

TB-25-2

940²940²940²

700/660

1340/1290

940¹2750²2750²2750²

1930/1895

4030/4020

2750

1¹ см. § 136.

1-я об/мин для валоповоротно о устройств
 1 Для чашедей жесткости лопастей ротора.

МАКСИМАЛЬНЫЕ ВНУТРЕННИЕ МОЩНОСТИ СТУПЕНЕЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН ЛМЗ

ВК-25-1		ВК-50-1		ВК-100-2		ВТ-25-4		ВПТ-25-3			АП-25-2			
номера ступеней	мощность, кВт	номера ступеней	мощность, кВт	номера ступеней	мощность, кВт	номера ступеней	мощность 25 000 кВт, без теплообменника отбора 100 м.час	режимы		номера ступеней	мощность 25 000 кВт, без теплообменника отбора 50 м.час	мощность 25 000 кВт, без теплообменника отбора 150 м.час	номера ступеней	мощность 25 000 кВт, без теплообменника отбора 150 м.час
								Производительный	Теплообменный					
1	—	1	—	1	—	1	—	1	—	1	—	1	—	—
2	850	2	2 100	2	4 200	2	1 350	2	1 700	2	850	2	2 800	400
3	800	3	2 100	3	4 250	3	1 250	3	1 700	3	850	3	2 400	300
4	850	4	2 100	4	4 250	4	1 350	4	1 750	4	900	4	2 300	300
5	900	5	2 100	5	4 600	5	1 400	5	1 750	5	900	5	1 950	300
6	900	6	2 150	6	4 250	6	1 450	6	1 600	6	650	6	2 250	1 950
7	900	7	2 100	7	4 600	7	1 500	7	1 650	7	650	7	1 350	2 000
8	800	8	2 050	8	4 250	8	1 450	8	1 650	8	650	8	1 000	1 500
9	1 000	9	2 100	9	4 700	9	1 350	9	1 450	9	550	9	900	1 650
10	1 050	10	1 950	10	5 500	10	1 400	10	1 500	10	1 450	10	1 000	1 750
11	900	11	2 100	11	5 750	11	1 400	11	800	11	1 100	11	1 100	1 900
12	900	12	2 350	12	5 950	12	1 450	12	800	12	800	12	1 200	1 750
13	1 050	13	2 600	13	6 200	13	1 400	13	1 000	13	750	13	1 450	2 550
14	1 150	14	2 700	14	3 000	14	1 400	14	850	14	1 150	14	1 400	2 250
15	1 100	15	2 900	15	3 500	15	1 550	15	950	15	1 350	15	2 600	4 500
16	1 250	16	3 400	16	4 100	16	1 750	16	350	16	300	—	—	—
17	1 500	17	4 200	17	4 400	17	200	17	200	17	1 700	—	—	—
18	1 650	18	4 500	—	—	18	100	18	250	18	1 600	—	—	—
19	3 050	—	—	—	—	19	100	19	100	19	3 000	—	—	—
						20	100	20	2 850	—	—	—	—	—

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ КОНДЕНСАТОРОВ ЛМС

Тип конденсатора	25-КПС-6	25-КПС-7	25-КПС-8	50-КПС-3	100-КПС-11	100-КПС-2 ⁹	100-КПС-2 ¹⁰ без атмосферного передавления — левый
Расчетное рабочее давление в паровом пространстве, атм	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Рабочее давление в водяном пространстве атм	2,5	2,5	2,5	2,5	1,5	2,5	2,5
Размеры ахолодного парового патрубку, мм	3950×1650	3950×1650	3950×1650	5250×2200	2 2250×5300	2 2250×5300	2 2250×5300
Входные патрубку охлаждающей воды, мм	2/2700	2/2700	2/2700	2/2600	4/2900	4/2800	4/2800
Сливные патрубку конденсата, мм	2/2700	2/2700	2/2700	2/2600	2/2900	2/2900	2/2900
Сливной патрубку конденсата, мм	2/2700	2/2700	2/2700	2/2600	2/2900	2/2900	2/2900
Выхлопной атмосферный патрубку, мм	2/2700	2/2700	2/2700	2/2600	2/2900	2/2900	2/2900
Патрубку отсоса воздуха, мм	2/2700	2/2700	2/2700	2/2600	2/2900	2/2900	2/2900
Поверхность охлаждения, м ²	2000	1750	2000	3000	2×2800	2×3000	2×3000
Размер трубок, Ø мм	24/22	24/22	24/22	25/23	19/17	25/23	25/23
Количество трубок, шт.	4420	3880	4420	6600	2×6350	2×5800	2×5800
Длина трубок, мм	6050	6050	6050	6650	7450	6650	6650
Способ крепления трубок							
Материал трубок							
Материал ответственных деталей							
Материал трубных досок							
Вес трубок, т	16,6	14,6	16,6	25	45,6	50	50
Вес конденсатора без трубок, т	15,5	15,5	15,5	28,5	63,8	66,2	63
Наибольший вес неравновесной части, т	12,5	12,5	12,5	9,2	22,4	9,3	9,3
Вес отъемных частей, т	3	3	3	6,5	5,4	5,3	5,3
Вес без воды, т	32,1	30,1	32,1	53,5	—	—	—
Вес воды в водном пространстве, т	48,9	45,7	48,9	68,3	—	—	—
Вес конденсатора, заполненного водой, т	83	81	83	150	—	—	—
Охлаждающая вода	Пресная	Пресная	Морская	Пресная	Пресная	Пресная	Пресная
Число ходов воды	2	2	2	2	1	2	2
Число потоков воды	2	2	2	2	3	4	4
Сечение прохода воды в трубках, м ²	0,84	0,735	0,84	1,2	2,88	2,4	2,4
Гидравлическое сопротивление водяной системы, м вод. ст.	2,74	3,5	2,74	3,6	3,0	3,6	3,6
При расходе охлаждающей воды, м ³ час	5000	5000	5000	8000	20000	16000	16000

Размещены с двух сторон
Л68 (ГОСТ 494-44, мятные)
Ст 3 (ГОСТ 500-41 и ГОСТ 535-45)
ЛПС-59-1

⁹ Конденсаторная группа турбины типа БК-1002 состоит из двух симметричных конденсаторов — правого и левого.

ПРИЛОЖЕНИЕ 8

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ
МАСЛООХЛАДИТЕЛЕЙ

Тип	МП-37
Диаметр трубок, мм	16/14,5
Длина трубок, мм (заготовки)	1505
Количество трубок, шт.	510
Вес трубной системы, кг	461
Поверхность охлаждения, м ²	37
Материал латунных трубок	Л-68
Вес маслоохладителя, полностью заполненного водой и маслом, кг	около 1800
Пробные гидравлические давления водяной и масляной систем, ат.	5
Гидравлическое сопротивление в м вод. ст. при расходе воды 35 м ³ /час	1
Нормальный расход воды, м ³ /час	35
Потеря напора масла в маслоохладителе при расходе 800 л/мин и вязкости 3°С, кг/см ²	0,36

ПРИЛОЖЕНИЕ 9

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ
ИСПАРИТЕЛЕЙ

Тип испарителя	ИСВ-120	ИСВ-250
	ИСВ-120М	ИСВ-250М
Поверхность теплообмена, м ²	120	250
Давление первичного пара, ата	5,7	2,5
Давление вторичного пара, ата	2,7	1,15
Производительность, т/час	8,5	15
Объемное напряжение зеркала испарения, м ³ /м ² час	1935	3830
Напряжение парового объема (объемное) м ³ м ² час	970	1275
Пробные гидравлические давления:		
греющей секции, ата	12	4,5
корпуса, ата	6	3
Вес:		
без воды, т	12,9	19,9
в рабочем состоянии, т	~20	~35
при полном заполнении водой, т	~28	~54

ПРИЛОЖЕНИЕ 10

ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ЭЖЕКТОРОВ

Тип эжектора	ЭП-2-400-3	ЭП-3-500-4	ЭП-1-600-3	ЭП-1-150-1
Расчетное минимальное давление пара, ата	16	12	12	12
Расход пара, кг/час	400	600	600	150
Количество отсасываемого сухого газа, кг/час	60	75	80	90
Давление всасывания, мм рт. ст. абс.	25	15—17	180	0,85 ата
Диаметр горла сопла, мм	2 × Ø6	3 × Ø 6,8	12	5,6
Зазор между кромками сопла и диффузорами (по чертежу), мм	1 с.—75 2 с.—5	1 с.—65 2 с.—40 3 с.—20	3	5
Диаметр латунных труб холодильника, мм	19 17	19 17	—	—
Наибольшая развернутая длина трубок, мм	2400	2830	—	—
Наименьшая развернутая длина трубок, мм	1850	2220	—	—
Общее количество трубок, шт.	135	196	—	—
Вес всех трубок, кг	136	230	—	—
Материал латунных трубок	Л 68 (ГОСТ 494—41)			
Пробные гидравлические давления:				
паропровод, ата	375	375	375	—
трубная система и водяная камера, ата	22	22	—	—
всасывающая камера и корпус, ата	1,5	1,5	2	—
Гидравлическое сопротивление, м вод. ст.	2	0,4	—	—
Расход охлаждающей воды, м ³ /час	80	60	—	—
Вес эжектора без воды, кг	1120	2160	46	—
Вес эжектора при заполнении водой водяной системы и паровоздушных камер охладителей, кг	1460	3000	—	—

Сни
к.
Сни
кг

ПРИЛОЖЕНИЕ 11

ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДАВЛЕНИЯ В КОНТРОЛЬНОЙ СТУПЕНИ (КАМЕРЕ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КОЛЕСА) И МОЩНОСТЬ КОНДЕНСАЦИОННЫХ ТУРБИН ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМАХ ВКЛЮЧЕНИЯ РЕГЕНЕРАЦИИ

Схема включения регенерации	Регенерация полностью включена	Отключены подогреватели в д. № 4 и № 5	Регенерация полностью отключена
По турбинам типа ВК-50-1			
Максимально допустимое давление в контрольной ступени <i>ата</i>	50	44	39
Номинальная мощность, <i>квт</i>	50 000	48 200	42 000
По турбинам типа ВК-100-2			
1. Максимально допустимое давление в контрольной ступени при температуре охлаждающей циркуляционной воды ниже 20 С, <i>ата</i>	52	46	40
Номинальная нагрузка, <i>квт</i>	100 000	96 200	84 000
Перегрузка, <i>квт</i>	105 000	—	—
2. Максимально допустимое давление в контрольной ступени при температуре охлаждающей циркуляционной воды выше 20 С, <i>ата</i>	55	48,5	42
Номинальная нагрузка, <i>квт</i>	100 000	96 200	84 000
Перегрузка, <i>квт</i>		Не допускается	

ПРИЛОЖЕНИЕ 12

ОГРАНИЧЕНИЕ НАГРУЗКИ ТУРБИН ПРИ СНИЖЕНИИ ПАРАМЕТРОВ СВЕЖЕГО ПАРА (ориентировочные данные)

1. Ограничение номинальной мощности конденсационных турбин при падении давления свежего пара ниже 85 ата или температуры ниже 470° С в квт

Типы турбин	ВК-25-1	ВК-50-1	ВК-100-2
Снижение номинальной мощности на каждую атмосферу падения давления, <i>квт</i>	1 000	2 000	4 000
Снижение номинальной мощности на каждый градус падения температуры, <i>квт</i>	1 000	2 000	4 000

Примечание. При падении давления свежего пара до 60 ата или температуры до 445°С турбина должна быть полностью разгружена.

Ограничение максимального расхода свежего пара для турбин с отбором пара при падении давления свежего пара ниже 85 ата или температуры ниже 470°С (для турбин в. д.) и ниже 27,5 ата или температуры ниже 365°С (для турбины АП-25-2)

Тип турбины	ВТ-25-4	ВПТ-25-3	АП-25-2
Снижение максимального расхода свежего пара на каждую атмосферу падения давления, <i>т час</i>	~6	~7,5	~33
Снижение максимального расхода свежего пара на каждый градус падения температуры, <i>т час</i>	~6	~7,5	~10

**ОСНОВНЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ ПОВЕРХНОСТНЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ
И ВЫНОСНЫХ ОХЛАДИТЕЛЕЙ КОНДЕНСАТА**

Аппарат	Охладитель конденсата ОГ-12	Охладитель конденсата ОГ-24	Охладитель конденсата ОГ-35	Подогре- ватель конденсата ПН-50	Подогре- ватель ПН-65-1	Подогре- ватель ПН-65-2	Подогре- ватель ПН-100-1
Тип	—	—	—	ПН-50	ПН-65-1	ПН-65-2	ПН-100-1
Завод-изготовитель	—	—	—	ЛМЗ	Комета	Комета	Комета
Поверхность нагрева, м ²	12	24	35	50	65	65	100
Число ходов воды	4	8	8	6	—	—	6
Расход воды, т/час	10	33	130	80	80	80	110
Гидравлическое сопротивление трубной системы, м вод. ст.	0,25	5	5,5	4	5	5	6
Гидравлическое сопротивление меж- трубного пространства, м вод. ст. при расколе, т/час	5,3 100	1,3 30	4 45	— 80	— —	— —	— —
Давление пара, атм	—	—	—	0,8	0,5	6,5	0,65
Максимальная температура нагретой воды на выходе, °С	—	—	—	90	71	113	83
Давление воды, атм	—	—	—	12	12	12	4
Диаметр трубок, нар./вн., мм	22/18	22/18	22/18	19/17,5	16/14,5	16/14,5	16/14,5
Число трубок, шт.	—	—	656	360	263	263	696
Материал трубок	Сталь	Сталь	Сталь	Л68	Латунь	Латунь	Латунь
Пробные гидравлические давления: трубной системы, атм	20	20	20	15	18	18	8
корпуса, атм	20	20	20	1,5	2	8,5	2
Вес:							
без воды, т	0,79	1,62	2,15	2,04	2,3	2,3	2,4
в рабочем состоянии, т	0,94	1,9	2,75	—	2,75	2,75	2,9
при полном заполнении водой, т	—	—	—	3,5	3,8	3,8	4,2
трубок или трубной системы, т	—	—	—	1,35	1,2	1,2	—

Аппарат	Подогре- ватель ПВСС-120	Подогре- ватель ПВСС-120	Подогре- ватель ПН-130-3	Подогре- ватель ПН-130-1	Подогре- ватель ПН-130-2	Подогре- ватель ПВ-150-2
Тип	№ 4	№ 5	—	ПН-130-4	ПН-130-5	№ 3
Завод-изготовитель	ТКЗ	ТКЗ	—	Комета	Комета	—
Поверхность нагрева, м ²	120	120	130	130	130	150
Число ходов воды	3	3	6	6	6	4
Расход воды, т/час	106	106	170	135	170	260
Гидравлическое сопротивление труб- ной системы, м вод. ст.	40	40	5	3,3	5	6,8
Давление пара, атм	17 атм, 300	31 атм, 850°	8	0,05	8	3,5
Максимальная температура нагретой воды на выходе, °С	195	230	150	80	150	135
Давление воды, атм	180	180	15	15	15	50
Диаметр трубок, нар./вн., мм	32/24×13,4 м	32/24×13,4 м	16/14,5	16/14,5	16/14,5	16/13
Число трубок, шт.	92	92	532	532	532	512
Материал трубок	Сталь	Сталь	Латунь	Латунь	Латунь	Латунь
Пробные гидравлические давления: трубной системы, атм	270	270	22	22	22	75
корпуса, атм	24	38	10,5	2	10,5	12
Вес:						
без воды, т	13,2	15,8	3,73	4,0	3,87	5,9
в рабочем состоянии, т	13,6	16,2	4,8	5,1	4,97	6,4
при полном заполнении водой, т	18,8	21,2	7,3	7,5	7,37	8,8
трубок или трубной системы, т	7,2	7,7	1,54	1,53	1,53	1,815

Аппарат	Подогреватель ПН-150-3 № 4	Подогреватель ПН-200-1 Комега	Подогреватель ПН-200-2 Комега	Подогреватель БИП-200-2 № 4	Подогреватель БИП-200-2 № 5	Подогреватель ПВСС-200 № 4 ТКЗ
Тип	—	—	—	—	—	—
Завод-изготовитель	—	Комега	Комега	—	—	ТКЗ
Поверхность нагрева, м ²	150	100	200	200	200	200
Число ходов воды	4	6	6	2	2	3
Расход воды, т/час	260	330	330	210	210	210,4
Гидравлическое сопротивление трубной системы, м вод. ст.	6,8 Без клапанов защиты	6,7	6,7	23	23	17,2
Давление пара, ата	13	8	8	16	30	17 ата, 300°
Максимальная температура нагретой воды на выходе, °С	185	150	150	190	230	200
Давление воды, ата	50	15	15	180	180	180
Диаметр трубок, нар./вн., мм	16/13	16/14,5	16/14,5	25/17	25/17	32 24×14,5 м
Число трубок, шт.	512	603	603	196	196	148
Материал трубок	Латунь	Латунь	Латунь	Сталь	Сталь	Сталь
Пробные гидравлические давления:						
трубной системы, ата	75	22	22	270	270	270
корпуса, ата	18	10,5	10,5	24	45	20
Вес:						
без воды, т	5,9	5,9	5,47	19,2	23,7	17,25
в рабочем состоянии, т	6,4	7,4	6,77	21,7	26	18,65
при полном заполнении водой, т	8,8	11	10,3	29	33	23,7
трубок или трубной системы, т	1,815	2,22	2,22	11,6	12,5	9,9

Аппарат	Подогреватель ПВСС-200 № 5	Подогреватель Две последов. включенных секции в конденсаторе 100-КЦС-2 ЛМЗ	Подогреватель БИП-350-1 № 4	Подогреватель БИП-350-1 № 5	Подогреватель ПВСС-350 № 4	Подогреватель ПВСС-350 № 5
Тип	—	—	—	—	—	—
Завод-изготовитель	ТКЗ	ЛМЗ	—	—	ТКЗ	ТКЗ
Поверхность нагрева, м ²	200	215	350	350	350	350
Число ходов воды	3	4	1	1	3	3
Расход воды, т/час	210,4	306	400	400	400	400
Гидравлическое сопротивление трубной системы, м вод. ст.	17,2	7,2	22	22	40	41,5
Давление пара, ата	31 ата, 350°	—	17	31	17 ата, 300°	31 ата, 350°
Максимальная температура нагретой воды на выходе, °С	224	—	200	230	195	230
Давление воды, ата	180	15	180	180	180	180
Диаметр трубок, нар./вн., мм	32/24×14,5 м	19/17,5	25/17	25/17	32/24×13,4 м	32/24×13,4 м
Число трубок, шт.	148	748 на обе секции	196	196	260	260
Материал трубок	Сталь	Латунь	Сталь	Сталь	Сталь	Сталь
Пробные гидравлические давления:						
трубной системы, ата	270	25	270	270	270	270
корпуса, ата	45	—	24	45	24	45
Вес:						
без воды, т	20,6	1,44 × 2	25,5	31	25	29,9
в рабочем состоянии, т	22	—	28,5	31	27,3	32,3
при полном заполнении водой, т	29,6	—	39	43	35	40
трубок или трубной системы, т	10,4	—	15,7	16,5	15,3	15,83

ТАБЛИЦА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ Н СПЕЦИ

Тип турбины	ВК-25-1		ВК-50-1		ВК-100-2	
	Тип	К во	Тип	К во	Тип	К во
Аппараты теплообмена						
Конденсатор	125-КЦС ЛМЗ	1	50-КЦС ЛМЗ	1	100-КЦС ЛМЗ	2
Подогреватель н. д. № 1	ПН-65-3	1	ПН-130-4	1	По одной секции в каждом конденсаторе	1
» н. д. № 2	ПН-65-4	1	НП-130-5	1	ПН-200-1	1
» н. д. № 3	ПН-65-4	1	ПН-130-5	1	ПН-200-1	1
» в. д. № 4	ПВСС-120 № 4	1	ПВСС-200 № 4	1	ПВСС-350 № 4	1
» в. д. № 5	ПВСС-120 № 5	1	ПВСС-200 № 5	1	ПВСС-350 № 5	1
Охладитель дренажа подогревателя № 2	ОГ-12-1	1	ОГ-24	1	ОГ-35	1
» » » № 3	ОГ-12-1	1	ОГ-12-1	1	ОГ-12-1	1
Испаритель 1-й ступени	ИСВ-120	1	ИСВ-120	1	ИСВ-120	1
» 2-й »	—	—	ИСВ-120	1	ИСВ-250	1
Конденсатор выпара испарителя	ПН-65-4	1	ПН-130-3	1	ПН-200-2	1
Охладитель конденсата испарителя	—	—	ОГ-12-1	1	ОГ-24	1
» лабиринтового пара	—	—	—	—	—	—
Эжекторы						
Эжектор основной	ЭП-2-400-3 ЛМЗ	1	ЭП-3-600-4 ЛМЗ	1	ЭП-3-600-4 ЛМЗ	2
» пусковой	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1
циркуляционной системы	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	ЭП-1-500-3 ЛМЗ	1
Насосы						
Конденсатные насосы	8 КсД-5×3 Сумского зав. Q = 110 м³/час H = 125 м вод. ст. n = 1450 об/мин	2	10 КсД-5×3 Сумского зав. Q = 175 м³/час H = 125 м вод. ст. n = 980 об/мин	2	10 КсД-5×3 Сумского зав. Q = 175 м³/час H = 125 м вод. ст. n = 980 об/мин	3
Сливной насос дренажа подогревателя № 2	КСМ 30×125 Q = 20 м³/час H = 110 м вод. ст.	1	КСМ 50×125 Q = 40 м³/час H = 120 м вод. ст. n = 1450 об/мин 4К-6	2	8 КсД-5×3 Q = 70 м³/час H = 120 м вод. ст. 4К-6	2
Сливной насос испарителя	Q = 6 м³/час H = 90 м вод. ст.	1	Q = 25 м³/час H = 90 м вод. ст.	2	Q = 50 м³/час H = 100 м вод. ст.	2
Продувочный насос испарителя	Q = 1,5 м³/час H = 30 м вод. ст.	1	2К-6 Q = 1,5 м³/час H = 30 м вод. ст.	1	2К-6 Q = 2 м³/час H = 30 м вод. ст.	1

¹ В схеме турбины АП-25-2 является подогревателем в. д.

² Применяется в установках с трехступенчатой бойлерной.

³ В качестве конденсатора используются подогреватели н. д.

⁴ Для отсоса воздуха из охладителя лабиринтового пара.

АЛЬНОЙ АРМАТУРЫ ПАРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ЛМЗ

ПРИЛОЖЕНИЕ 14

ВТ-25-4		ВНТ-25-4		ВР-25-31-3		ВР-25-18-4		АП-2-2	
Тип	К-во	Тип	К-во	Тип	К-во	Тип	К-во	Тип	К-во
25-КПС ЛМЗ	1	25-КПС ЛМЗ	1	—	—	—	—	25-КПС ЛМЗ	1
ПН-65-3	1	ПН-65-3	1	—	—	—	—	ПН-100-1	1
ПН-130-5	1	ПН-65-4	1	—	—	—	—	—	—
ПН-130-5	1	ПН-130-5	1	—	—	—	—	ПВ-150-2	1
ПВСС-200 № 4	1	ПВСС-200 № 4	1	—	—	ПВСС-350 № 5	1	ПВ-150-3	1
ПВСС-200 № 5	1	ПВСС-200 № 5	1	—	—	ПВСС-350 № 5	1	—	—
ОГ-24	1	—	—	—	—	—	—	—	—
ОГ-12-1	1	ОГ-12-1	1	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	ПН-65-1	1	ПН-70	1	—	—
ЭП-2-400-3 ЛМЗ	1	ЭП-2-400-3 ЛМЗ	1	ЭП-1-150-1	1	ЭП-1-150-1	1	ЭП-2-400-3 ЛМЗ	1
ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	—	—	—	—	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1
ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1	—	—	—	—	ЭП-1-600-3 ЛМЗ	1
8 КсД-5 № 5 Q = 110 м³/час H = 125 м вод. ст.	2	8 КсД-5 № 5 Q = 110 м³/час H = 125 м вод. ст.	2	—	—	—	—	КД-153 Q = 125 м³/час H = 25 м вод. ст.	1
КСМ 30 × 100 Q = 40 м³/час H = 110 м вод. ст.	1	КСМ 30 × 125 Q = 17 м³/час H = 115 м вод. ст.	1	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Тип турбины	БК-25-1		БК-50-1		БК-100-2	
Наименование оборудования	Тип	К-во	Тип	К-во	Тип	К-во
Сливной насос дренажа охладителя лабиринтового пара	—	—	—	—	—	—
Масляный пусковой турбонасос	МТ-12-150 ЛМЗ	1	МТ-12-150 ЛМЗ	1	МТ-12-150 ЛМЗ	1
» аварийный электронасос	4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ $\approx 220 \text{ в п. т.}$	1	4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ $\approx 220 \text{ в п. т.}$	1	4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ $\approx 220 \text{ в п. т.}$	1
Специальная арматура						
Конденсатоотводчики подогревателей						
н. д. № 1	КР-2,5-100-1	1	КИ-10-150-1	1	К10-150-1	1
а. д. № 2	КИ-10-150-1	1	КИ-10-150-1	1	К10-150-1	1
н. д. № 3	КИ-10-150-1	1	КИ-10-150-1	1	К10-150-1	1
в. д. № 4	КИ-40-100-11	1	КИ-40-100-11	1	КИ-40-100-11	1
в. д. № 5	КИ-40-100-11	1	КИ-40-100-11	1	КИ-40-100-11	1
Конденсатоотводчики испарителей	К-10-100-11	1	К-10-100-11	2	К-10-100-11	2
Клапаны обратные соленоидные	КОС-150 КОС-200 КОС-300	3 1 1	КОС-150 КОС-200 КОС-300	1 2 1	КОС-150 КОС-200 КОС-300 КОС-400	1 1 1 1
Клапан обратный	Ду 350 БКЗ	1	—	—	—	—
» »	Ду 600	1	Ду 600 ЛМЗ	1	—	—
» питательный комбинированный прямой и обводной к подогревателям в. д.	Ду 150	2	Ду 175	2	Ду 200	2
Клапан питательный обратный к подогревателям в. д.	Ду 150	2	Ду 175	2	Ду 200	2
Клапан автоматический с электрическим воздействием к защитному устройству подогревателей в. д.	—	2	—	2	—	2
Клапан предохранительный	—	—	—	—	—	—
» » аварийный	—	—	—	—	—	—
» импульсный рычажный	—	—	—	—	—	—
Игольчатый дроссельный клапан	Ду 6	4	Ду 6	4	Ду 6	5
Регулятор питания испарителя	РП-80	1	РП-80	2	РП-80	2
Прочее оборудование						
Маслоохладители	МП-37	2	МП-37	4	МП-37	6
Фильтр для воды	ФС-250-1	1	ФС-250-1	2	ФС-400-1	1

Примечание Техническая характеристика насосов, их приводных электродвигателей и др. оков

Продолжение приложения 14

ВТ-20-4		ВНП-20-3		ВР-25-31-3		ВР-25-18-4		АП-25-1	
Тип	К-во	Тип	К-во	Тип	К-во	Тип	К-во	Тип	К-во
—	—	—	—	2К-6 $Q = 5 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 35 \text{ м вод. ст.}$	1	2К-6 $Q = 5 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 35 \text{ м вод. ст.}$	1	—	—
МТ-12-150 ЛМЗ	1	МТ-12-150 ЛМЗ	1	МТ-12-150 ЛМЗ	1	МТ-12-150 ЛМЗ	1	МТ-12-150 ЛМЗ	1
4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ 220 в п. т.	1	4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ 220 в п. т.	1	4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ 220 в п. т.	1	4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ 220 в п. т.	1	4НДв $Q = 90 \text{ м}^3/\text{час}$ $H = 25 \text{ м вод. ст.}$ $N = 12 \text{ кВт}$ $n = 1500 \text{ об/мин}$ 220 в п. т.	1
Кг-2,5-100-1	1	Кг-2,5-101-1	1	—	—	—	—	КИ-10-150-1 ЛМЗ	1
КИ-10-150-1	1	Кг-2,5-100-1	1	—	—	—	—	—	—
К10-150-1	1	К10-150-1	1	—	—	—	—	КИ-10-150-1 ЛМЗ	1
КИ-40-100-11	1	КИ-40-100-11	1	—	—	КИ-40-100-11	1	КИ-40-100-1 ЛМЗ	1
КИ-40-100-11	1	КИ-40-100-11	1	—	—	КИ-40-100-11	1	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
КОС-150	2	КОС-150	1	—	—	КОС-150	1	—	—
КОС-200	1	КОС-200	—	—	—	—	—	—	—
—	—	КОС-300	2	—	—	—	—	КОС-300	1
КОС-400	—	КОС-400	1	—	—	—	—	КОС-400	2
КОС-1000	1	КОС-1000	1	—	—	—	—	—	—
Ду 350 БКЗ	1	Ду 350 БКЗ	1	—	—	—	—	Ду 350	1
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ду 175	2	Ду 175	2	—	—	Ду 200	2	Ду 200 ВАЗ	2
Ду 175	2	Ду 175	2	—	—	Ду 200	2	Ду 200-ВАЗ	2
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Ду 400/600	2	—	2	—	—	—	—	—	2
—	1	Ду 400/600	1	—	—	—	—	—	—
—	—	КПР 250/400	2	Ду 200/400	2	Ду 200/400	2	КПР 250/400	2
—	—	КИР 38/50	2	Ду 25	2	Ду 25	2	КИР 38/50	2
Ду 6	4	Ду 6	4	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
МП-37	2	МП-37	2	МП-37	2	МП-37	2	МП-37	2
ФС-250	1	ФС-250-1	1	ФС-250	1	ФС-250	1	ФС-250-1	1

ительные уточняются при проектировании турбоустановок.

ДИАГРАММЫ РЕЖИМОВ И ПОПРАВочНЫЕ КРИВЫЕ

1. Диаграммы режимов применяются для турбин с отбором пара и представляют собою сетки кривых, на основании которых для любых возможных режимов работы турбины могут быть определены взаимно обусловленные значения расходов пара через отдельные отсеки турбины, расходы пара к внешним потребителям (отбор) и соответствующие им значения электрической нагрузки на зажимах генератора.

Диаграммы позволяют устанавливать в соответствии с потребностями наиболее рациональные режимы работы и составлять для отдельных машин станции графики электрической и тепловой нагрузок и т. п.

2. Диаграммы, приведенные ниже, построены расчетным путем, причем при их составлении приняты следующие условия:

а) параметры пара и охлаждающей воды имеют номинальные значения, указанные на диаграммах;

б) тепловые схемы выполнены в соответствии с типовыми принципиальными схемами, приведенными в настоящей книге;

в) все регенеративные подогреватели питательной воды и конденсата полностью включены, причем расходом воды через последний по ходу подогреватель в. д. равен расходу свежего пара на турбину;

г) в расход свежего пара не включен расход пара на эжекторы;

д) в расход пара для внешнего потребления (регулируемый отбор) не включен расход на подогреватели, питаемые из тех же камер турбины;

е) испарительная установка и деаэрактор 1,2 ата (для химически очищенной воды) отключены.

3. Диаграммы режимов дополнены отдельными графиками, устанавливающими значения следующих величин характеризующих режимы работы турбин:

а) температуры регенеративного подогрева питательной воды;

б) теплосодержание пара в регулируемом отборе;

в) расходы пара на деаэрактор 6 ата;

г) минимально возможные давления пара в камерах регулируемых отборов;

д) В случае работы турбины при параметрах пара, отличных от нормальных, к величинам, найденным по диаграмме режимов, вносятся поправки по поправочным кривым. Поправочные кривые дают поправки для каждого параметра в отдельности.

Поправочные кривые, которые выдают заводу, также и для конденсационных турбин, позволяют приводить к гарантийным условиям работы результаты испытаний турбин. При испытаниях обычно не удается в точности выдержать нормальные (гарантийные) параметры пара и охлаждающей воды. Путем внесения поправок в данные испытаний производится приведение их к гарантийным условиям, благодаря чему оказывается возможным сравнивать данные испытаний с гарантиями расхода пара на турбину.

б. Поправочные кривые для чисто конденсационных турбин и турбин с противодавлением устанавливаются в зависимости от отдельных поправочных коэффициентов на расход пара от изменения следующих параметров:

а) давления свежего пара (коэффициент K_d);

б) температуры свежего пара (коэффициент K_m);

в) температуры охлаждающей воды с учетом электрической нагрузки (коэффициент K_e) — для чисто конденсационных турбин;

г) противодавления — давления в выпускном трубопроводе турбин с противодавлением (коэффициент K_n).

Для того чтобы привести измеренный при испытании расход пара к гарантийным (нормальным) параметрам, следует экспериментальный расход D_e умножить на соответствующие поправочные коэффициенты, т. е. расход пара данной турбины при нормальных параметрах будет равен:

$$D_n = D_e K_d K_m K_e$$

для конденсационной турбины и

$$D_n = D_e K_d K_m K_n$$

для турбины с противодавлением.

Если же требуется на основе известного гарантийного расхода пара D_n определить расход пара D_e при параметрах, отличных от нормальных, то следует гарантийный расход D_n разделить на соответствующие коэффициенты:

$$D_e = \frac{D_n}{K_d K_m K_e}$$

для конденсационной турбины и

$$D_e = \frac{D_n}{K_d K_m K_n}$$

для турбины с противодавлением.

б. Поправочные кривые турбин с отбором пара дают поправки на электрическую мощность, измеренную на зажимах генератора, непосредственно в киловаттах в зависимости от отклонения отдельных параметров от нормальных значений при разных режимах работы турбины. При одновременном отклонении нескольких параметров от нормальных значений поправки надлежит суммировать с присущими им знаками «+» или «-».

7. Диаграммы режимов и поправочные кривые приведены ниже. Для уяснения правил пользования диаграммами и поправочными кривыми ниже даны примеры их применения.

Пример 1. Испытание турбины ВК-50-1 было проведено при параметрах $P_0 = 97$ ата, $t_0 = 482^\circ \text{C}$ и $t_2 = 22^\circ \text{C}$. Расход пара (за вычетом расхода на эжектор) оказался равным $D_e = 180$ т/час при мощности $N = 45$ мвт. Для приведения расхода пара к номинальным параметрам $P_0 = 90$ ата, $t_0 = 500^\circ \text{C}$ и $t_2 = 10^\circ \text{C}$ из оценок по поправочным кривым значения поправочных коэффициентов:

на давление свежего пара $K_d = 1,002$
 « температуру свежего пара $K_m = 1,01$
 « « охлаждающей воды $K_e = 0,948$

Приведенный расход пара равен при мощности 45 мвт:

$$D_n = 180 \cdot 1,002 \cdot 0,974 \cdot 0,975 = 159,44 \text{ т/час.}$$

Пример 2. Требуется определить расход пара турбиной ВК-50-1 при мощности $N = 50$ мвт и параметрах пара $P_0 = 100$ ата, $t_0 = 508^\circ \text{C}$ и $t_2 = 30^\circ \text{C}$, если при той же нагрузке и нормальных параметрах пара расход его составляет $D_n = 191$ т/час. По кривым находим поправочные коэффициенты:

на давление свежего пара $K_d = 1,0012$
 « температуру свежего пара $K_m = 0,974$
 « « охлаждающей воды $K_e = 0,975$

Расход пара при вышеуказанных параметрах пара равен:

$$D = \frac{191}{1,002 \cdot 1,01 \cdot 0,948} = 199,08 \text{ т/час.}$$

Пример 3. Определение по диаграмме режимов и поправочным кривым основных показателей работы турбины ВТ-25-4. В нижеприведенной табл. А сделана сводка определения основных показателей работы турбины по диаграмме режимов и поправочным кривым для пяти различных режимов. Таблица имеет следующие разделы:

- I. Заданные параметры и режимы.
 - II. Определение по диаграмме режимов основных показателей работы для нормальных параметров пара и охлаждающей воды.
 - III. Определение поправок на мощность и расчет «фактивной» мощности.
 - IV. Определение окончательных показателей работы для заданных параметров и режима.
- Определение показателей производится в следующем порядке:

- а) фиксируются заданные параметры работы и режим — см раздел I таблицы;
- б) для заданной электрической нагрузки и заданного отбора определяются по диаграмме режимов расход свежего пара и расход в ЧНД турбины для нормальных параметров пара и охлаждающей воды и давления в камере отбора турбины, равного 1,2 ата — см. раздел II таблицы;
- в) по отсыльным поправочным кривым устанавливаются поправки к заданному значению мощности и суммируются с этим значением, в результате чего получается «фактивная» мощность — см раздел III таблицы;
- г) для полученной «фактивной» мощности по диаграмме режимов и дополнительным к ней графикам определяются окончательные значения показателей работы турбины для заданных параметров работы и режима — см раздел IV таблицы.

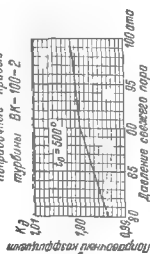
Таблица А

Примеры пользования диаграммой режимов и поправочными кривыми для турбины ВТ-25-4

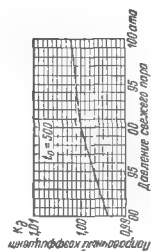
Режимы	1	2	3	4	5
I. Заданные параметры и режимы					
Электрическая мощность N , тыс. квт	24,5	24,5	24,5	24,5	24,5
Давление свежего пара P , ата	90	100	90	90	90
Температура свежего пара, °C	500	480	500	500	500
Температура охлаждающей циркуляционной воды, при расходе 5000 м³/час. t_d °C	20	20	20	20	30
Теплофикационный отбор, т/час	60	60	60	10	60
Давление пара теплофикационного отбора $P_{тф}$, ата	1,2	1,2	2,0	2,0	1,2
II. Основные показатели для нормальных параметров по диаграмме режимов (график 1)					
Расход свежего пара, т/час	117	117	117	100	117
Расход в часть и. д., т/час	30	30	30	67,5	30
Минимально возможное давление в камере теплофикационного отбора по диагр. V: $P_{тф мин}$, ата	1,2	1,2	1,2	1,3	1,2
III. Определение поправок на мощность и «фактивной» мощности					
Поправочные кривые	—	II	IV	IV	VII
Поправка на мощность, тыс. квт	—	-0,175	+1,850	+0,780	+0,400
Поправочные кривые	—	III	—	—	—
Поправка на мощность, тыс. квт	—	+0,740	—	—	—
«Фактивная» мощность, тыс. квт	24,5	25,065	26,350	25,280	24,900
IV. Определение окончательных показателей работы для заданных параметров и режимов					
Расход свежего пара по диагр. I (для «фактивной» мощности), т/час	117	119,3	124	103,8	118,5
Расход пара в часть и. д. по диагр. I, т/час	30	31,3	35,5	70	31
Минимально возможное давление в камере теплофикационного отбора по диагр. V, ата	1,2	1,2	1,2	1,35	1,2
Теплосодержание отбираемого теплофикационного пара по диагр. IX, ккал/кг	625	624,5	624	625,5	625
Расход пара на деаэрацию 6 ата по диагр. VIII т/час	3,0	2,95	2,75	3,3	3,0
Температура подогрева питательной воды по диагр. VI, °C	202	203	205	197	203

Поправочные кривые для конденсационных турбин

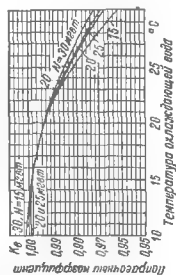
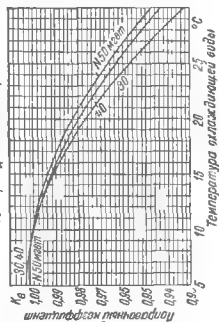
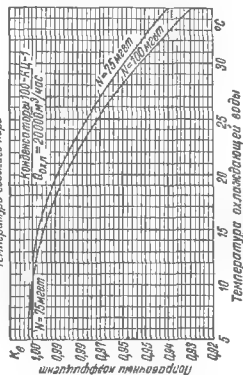
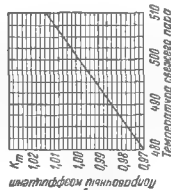
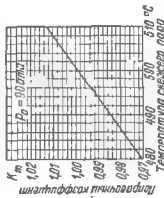
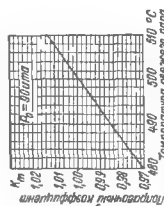
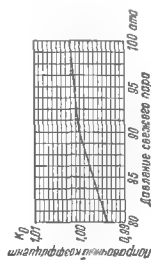
Поправочные кривые
турбины ВК-100-2



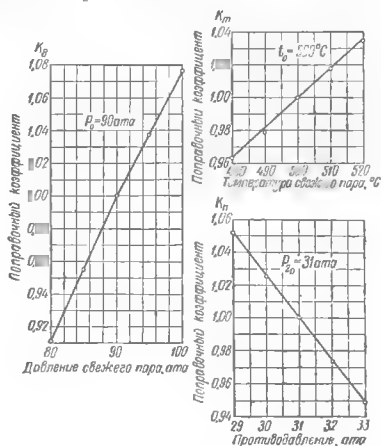
Поправочные кривые
турбины типа ВК-50-1



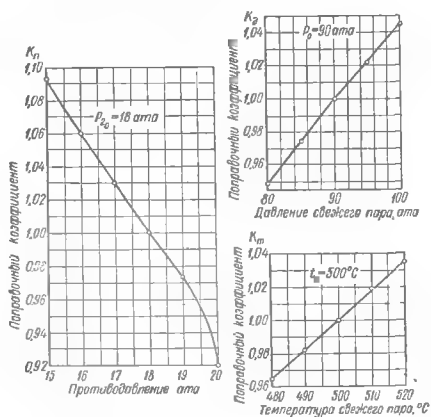
Поправочные кривые
турбины типа ВК-25-1



Поправочные кривые турбины типа ВР-25-31-3

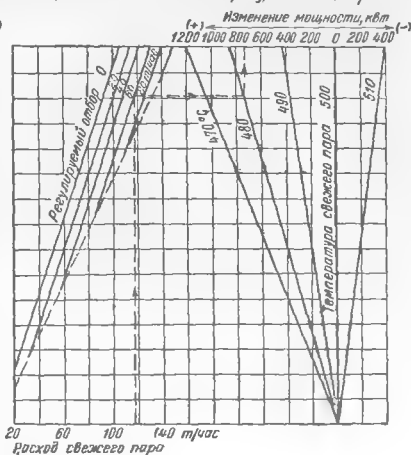
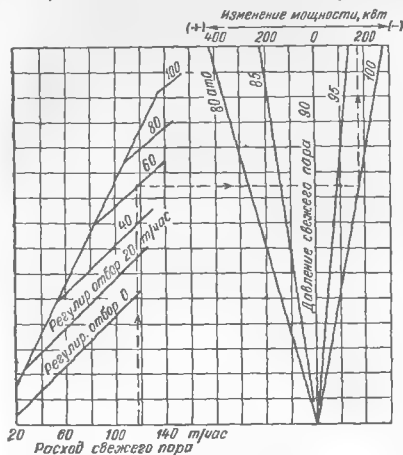


Поправочные кривые турбины типа ВР-25-13-4

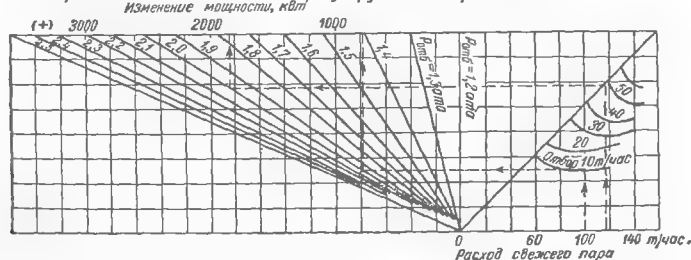


II. Поправка на изменение давления свежего пара

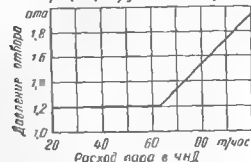
III. Поправка на изменение температуры свежего пара



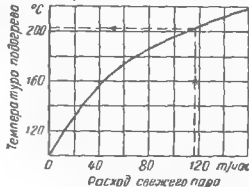
IV. Поправка на изменение давления реулируемого отбора

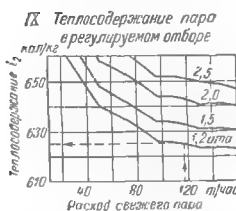
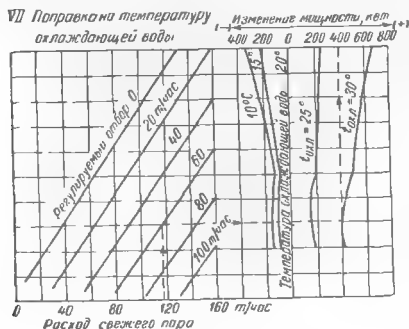


V. Минимально-возможное давление в камере регулируемого отбора



VI. Температура регенеративного подогрева питательной воды





Пример 4. Испытание турбины ВТ-25-4 проведено при параметрах: $P_0 = 100 \text{ атм}$, $t_0 = 480^\circ\text{С}$, $t_w = 30^\circ\text{С}$, $P_m = 2,0 \text{ атм}$. Расход пара $G_p = 117 \text{ т/час}$, расход и отбор $G_m = 60 \text{ т/час}$, мощность $N = 21685 \text{ кат}$. Для приведения мощности к нормальным параметрам определяем по кривым II—IX поправки на мощность

Поправка на приведение к давлению свежего пара $P_0 = 100 \text{ атм}$ — 90 кат
 Поправка на приведение к температуре свежего пара $t_0 = 480^\circ\text{С}$ — 740 кат
 Поправка на приведение к давлению в камере теплофикационного отбора $P_m = 1,2 \text{ атм}$ — $+1830 \text{ кат}$
 Поправка на приведение к температуре охлаждающей воды $t_w = 20^\circ\text{С}$ — 400 кат
 Суммарная поправка — 2815 кат

Мощность турбины при нормальных параметрах пара будет равна: $21685 + 2815 = 24500 \text{ кат}$

Пример 5. Определение по диаграмме режимов и поправочным кривым основных показателей работы турбины ВПТ-25-3. На нижеприведенной табл. 6 сделана сводка примеров применения диаграммы режимов и поправочных кривых для турбины ВПТ-25-3. Таблица имеет разделы:

I. Заданные параметры и режимы.

II. Показатели работы для нормальных параметров

III. Поправки к мощности и расчет «фактичной» мощности

IV. Показатели работы для заданных параметров и режимов

Определение показателей работы турбины производится в следующем порядке.

а) Фиксируются заданные параметры работы и режим — см. раздел I таблицы.

б) Для заданных значений электрической нагрузки и отбора пара по диаграмме режимов первоначально определяются расход свежего пара G^H и расход пара $G_{свх}$, выходящий из ЧСД, для нормальных параметров

свежего и отборного пара и охлаждающей воды. С этой целью, например, от точки А на шкале мощности, соответствующей заданному значению мощности, проводят наклонную прямую (параллельно нанесенной сетке) до точки В, соответствующей заданному значению G_m расхода пара в теплофикационный отбор. Затем из точки В проводят вертикальную прямую до точки С, соответствующей заданному значению G_p производственного отбора (см. пучок кривых производственного отбора). Эта точка одновременно определит (путем интерполяции на соответствующем пучке кривых) значение расхода пара $G_{свх}$, выходящего из ЧСД турбины. Из точки С проводим горизонталь, которая пересекет шкалу расхода свежего пара G^H в точке D. На основании полученных значений расходов пара по графикам V и VI определяются значения минимально возможных давлений пара $P_{мин}$ и $P_{т мин}$ в камерах турбины для теплофикационного и производственного отборов — см. раздел II таблицы

в) По отдельным поправочным кривым устанавливаются значения поправок к мощности, которые с присущими им знаками «+» или «-» суммируются с заданным значением мощности, в результате чего получается «фактичная» мощность — см. раздел III таблицы.

Способ пользования графиками поправочных кривых VIII — на давление свежего пара, IX — на температуру свежего пара и X — на температуру охлаждающей воды всех из приведенных в таблице примеров и пунктирных линий, нанесенных на соответствующих графиках

Определение поправки на давление производственного отбора (на отклонение от 10 атм) производится по графику II с учетом величины давления, на которое устанавливает регулятор отбора, и величины минимально возможного давления $P_{мин}$ в камере производственного отбора турбины. При пользовании графиком II необходимо руководствоваться следующими правилами определения поправки:

1. Регулятор давления установлен на давление $P_n > 10 \text{ атм}$.

1) при $P_{н мин} < 10$ поправка берется по графику I;

2) при $P_{н мин} > 10$ могут быть два случая.

а) если $P_n > P_{н мин}$ поправка определяется как разность поправок, взятых отдельно для P_n и $P_{н мин}$ по графику II.

б) если $P_n < P_{н мин}$, то поправку вводить не следует.

II. Регулятор давления установлен на давление $P_n < 10$ ата

1) при $P_{н.лик} < 10$ поправка определяется по графику II для наибольшего из давлений P_n или $P_{н.лик}$;

2) при $P_{н.лик} \geq 10$ поправку вводить не следует.

Определение поправки на давление теплофикационного отбора производится по графикам III и VI или только по одному из графиков, как показано ниже.

При количестве пара, выходящего из ЧСД $G_c^{вмк} > 65,8$ т/час и малых теплофикационных отборах в камере отбора турбины происходит естественное повышение давления, зависящее от расхода пара в часть и. д. турбины, т. е. от разности $G_c^{вмк} - G_m$.

Если $G_c^{вмк} < 65,8$ т/час, то поправка на давление теплофикационного отбора берется только по графику III. С этой целью от шкалы расхода свежего пара на этом графике проводят горизонтальную линию до точки, соответствующей заданному значению производственного отбора. Затем проводят вертикальную линию до точки, соответствующей заданному теплофикационному отбору или до наклонной под 45° прямой. Из полученной точки проводят опять горизонтальную линию

до точки, соответствующей давлению в камере отбора. Из последней точки вновь ведут вертикальную линию, отсекающую на шкале поправку соответствующее значение.

Если $G_c^{вмк} > 65,8$ т/час, то могут быть два случая:

1) при $P_m > 1,2$ ата поправка равна сумме поправок по графикам III и VI.

2) при $P_{н.лик} < P_m$, т. е. когда значение минимально возможного давления в камере отбора превышает давление, на которое установлен регулятор отбора, поправка берется только по графику VI (см. раздел III таблицы);

3. Для полученного значения «фиктивной» мощности по диаграмме режимов и дополнительным к ней графикам определяются окончательные значения показателей работы турбины — см. раздел IV таблицы. Дополнительные графики позволяют определить температуру подогрева питательной воды в последнем подогревателе (по ходу воды).

После приспосаблившихся примеров пользования диаграммами режимов, пояснений по применению диаграммы режимов турбины АП 25-2 не требуется.

Примеры пользования диаграммой режимов и поправочными кривыми для турбины ВПТ-25-3 Таблица Б

Примеры	1	2	3	4	5	6	7
I. Заданные параметры и режимы							
Электрическая мощность, тыс. кат.	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	25,5
Давление свежего пара P_n , ата	90	100	90	90	90	90	90
Температура свежего пара t_n , °C	500	500	480	500	500	500	500
Температура охлаждающей циркуляционной воды при расходе 5000 м³/час $t_{ов}$, °C	20	20	20	20	20	30	20
Теплофикационный отбор $G_{тв}$, т/час	40	40	40	40	40	40	0
Давление пара в камере теплофикационного отбора $P_{тв}$, ата	1,2	1,2	1,2	1,2	2,5	1,2	1,2
Производственный отбор $G_{пв}$, т/час	50	50	50	50	50	50	0
Давление пара в камере производственного отбора $P_{пв}$, ата	10	10	10	12	10	10	10
II. Показатели работы турбины при нормальных параметрах по диаграмме режимов							
Расход свежего пара G_n , т/час	136,2	136,2	136,2	136,2	136,2	136,2	101
Количество пара, выходящего из ЧСД $G_c^{вмк}$, т/час	65	65	65	65	65	65	81,9
Разность $G_c^{вмк} - G_m$, т/час	25	25	25	25	25	25	81,9
Минимально возможное давление в камере теплофикационного отбора $P_{тв.лик}$, ата	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,5
Минимально возможное давление в камере производственного отбора $P_{пв.лик}$, ата	8	8	8	8	8	8	9

III. Определение поправок на электрическую мощность и «фиктивной» мощности

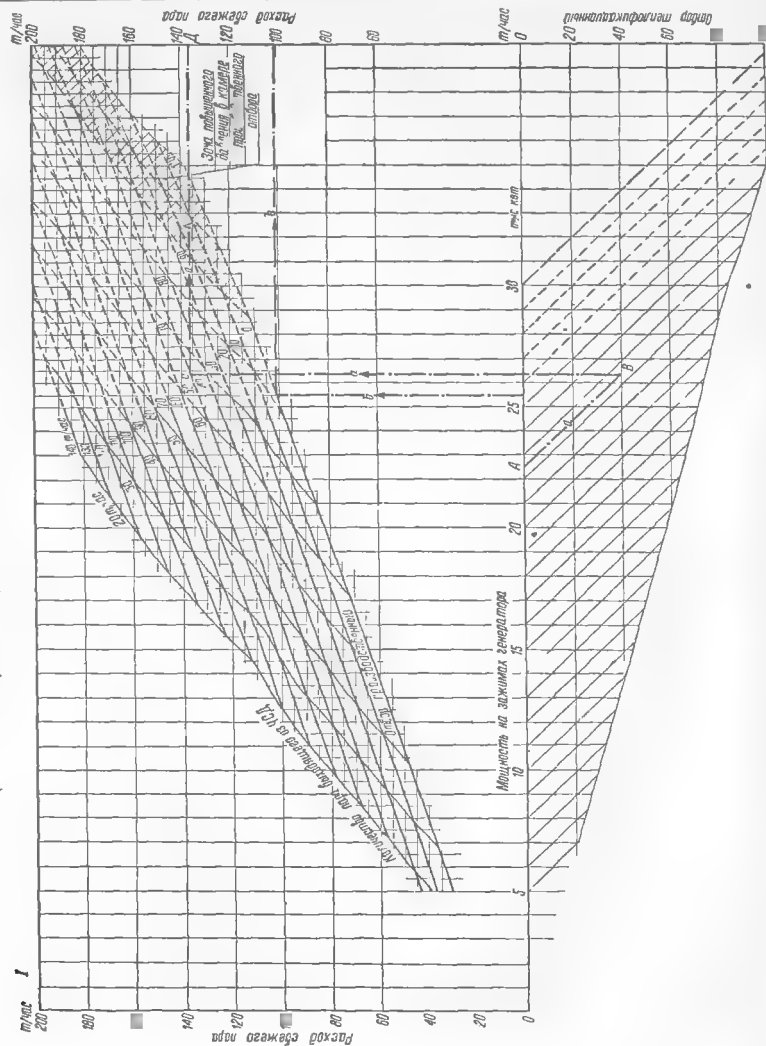
Поправочные кривые	—	VI	VII	I	II	VIII	V
Поправка на мощность, тыс. кат.	—	-0,3	+0,77	+0,8	+1,9	+0,45	+0,63
«Фиктивная» мощность, тыс. кат.	—	22,2	23,27	23,3	24,4	22,95	26,13

IV. Показатели работы для заданных параметров и режима

Расход свежего пара G_n , т/час	—	135	139	139,5	143,5	138	103
Количество пара, выходящего из ЧСД $G_c^{вмк}$, т/час	—	64,5	67,5	67,5	70,7	66,6	83,6
Минимально возможное давление в камере теплофикационного отбора $P_{тв.лик}$, ата	—	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,51
Минимально возможное давление в камере производственного отбора $P_{пв.лик}$, ата	—	8	8	8	8	8	9
Температура подогрева питательной воды, °C	196	196	197	197	197,5	197	187

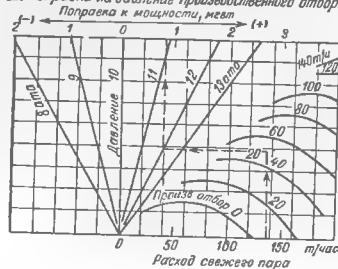
Диаграмма режимов для турбины типа ВПТ-25-3

при: $P_{\text{отб. п}} = 10 \text{ атм}$; $P_{\text{отб. п}} = 1,2 \text{ атм}$; $t_{\text{хлд. вод}} = 20^\circ \text{С}$; $t_{\text{хлд. отб. п}} = 158^\circ \text{С}$; $t_{\text{она. отб. п}} = 100^\circ \text{С}$.
(см. также поправочные кривые и графики 11—X на стр. 397 и 398)



Поправочные кривые и графики для турбины типа ВПТ-25-3

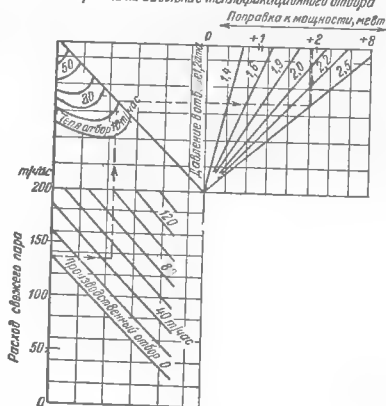
II. Поправка на давление производственного отбора



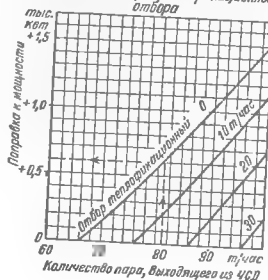
V. Минимально-возможное давление в камере производственного отбора



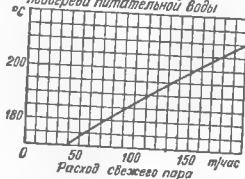
III. Поправка на давление теплогидравлического отбора



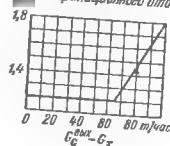
VI. Поправка на естественное повышение давления в камере теплогидравлического отбора



IV. Температура регенеративного подогрева питательной воды



VII. Минимально-возможное давление в камере теплогидравлического отбора



Поправочные кривые и графики для турбины типа ВПТ-25-3

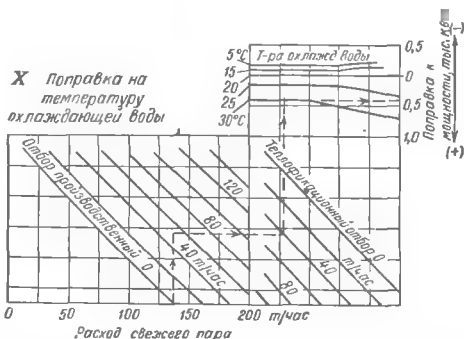
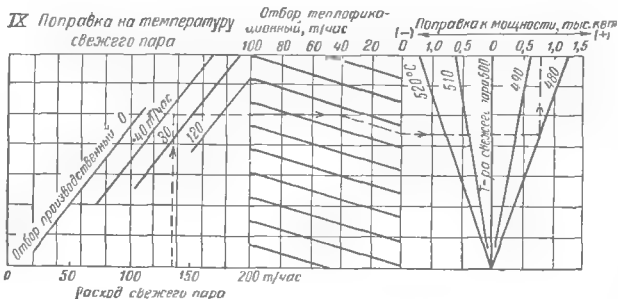
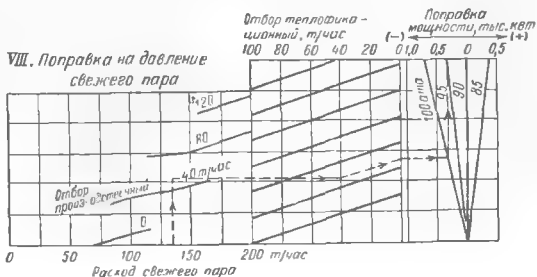
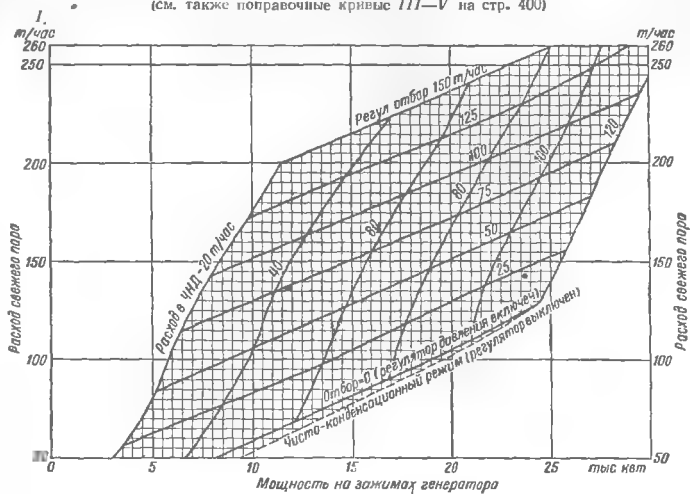
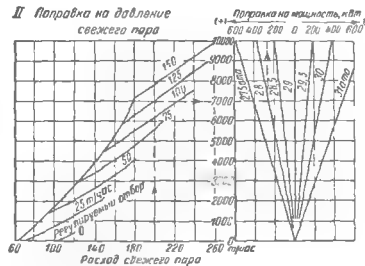


Диаграмма режимов и поправочные кривые для турбины типа АП-25-2
при $P_{отб} = 13 \text{ атм}$; $t_{пароген} = 178^\circ \text{C}$
(см. также поправочные кривые ПП-V на стр. 400)

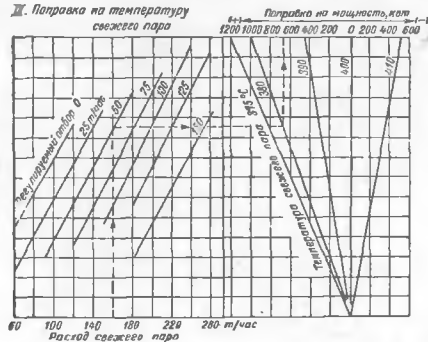


II Поправка на давление
свежего пара



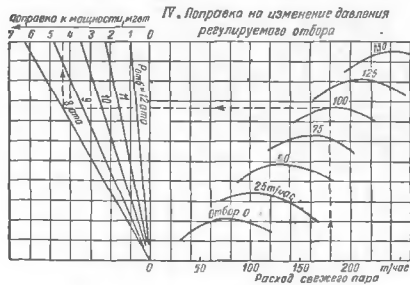
Поправочные кривые для паровой турбины типа АП-25-2

III. Поправка на температуру свежего пара

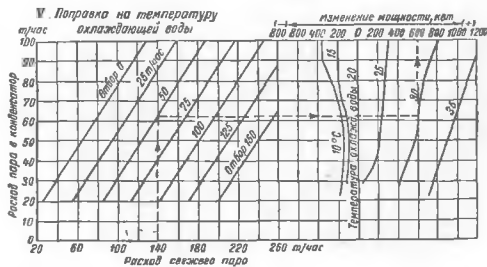


Поправка к мощности, кВт

IV. Поправка на изменение давления регулируемого отбора



V. Поправка на температуру охлаждающей воды



ПРИЛОЖЕНИЕ 16

НОМОГРАММЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ВОЗДУХА, ОТСАСЫВАЕМОГО ЭЖЕКТОРОМ, ПРИ ПОМОЩИ МЕРНЫХ ШАЙБ

(см. описание приборов в § 88 и фиг. 110)

Расход воздуха определяется по номограммам на основании измерения нижеприведенных величин при установившемся режиме работы турбоустановки:

1. Давление паровоздушной смеси H в выхлопной камере эжектора перед мерной шайбой, измеренное по ртутному манометру 16 фиг. 110, в мм рт. ст.
2. Температура паровоздушной смеси в выхлопной камере эжектора, измеренная по ртутному термометру 18 фиг. 110, в °C.
3. Барометрическое давление B в мм рт. ст.

При производстве замеров должны быть соблюдены условия, оговоренные в § 88.

Порядок пользования номограммами

По номограмме «А» определяется удельный вес паровоздушной смеси при полном насыщении воздуха водяным паром (при относительной влажности $\varphi = 1$). Для этого предварительно подсчитывается величина абсолютного давления паровоздушной смеси P как сумма избыточного давления смеси по манометру H и барометрического давления B :

$$P = H + B \text{ мм рт. ст.}$$

Затем по номограмме непосредственно определяется значение удельного веса паровоздушной смеси как длина отрезка прямой (сумма ординат), ограниченного двумя кривыми, изображающими в одинаковом масштабе зависимость удельного веса насыщенного пара от температуры и зависимость удельного веса сухого воздуха от температуры и абсолютного давления P .

Длина отрезка (суммы) отмеряется при помощи двух параллельных прямых (или откладывается измерителем) на шкале удельного веса смеси с правой стороны номограммы, по которой непосредственно и отсчитывается значение удельного веса.

На номограмме пунктирными и штрихпунктирными линиями нанесен пример определения удельного веса смеси.

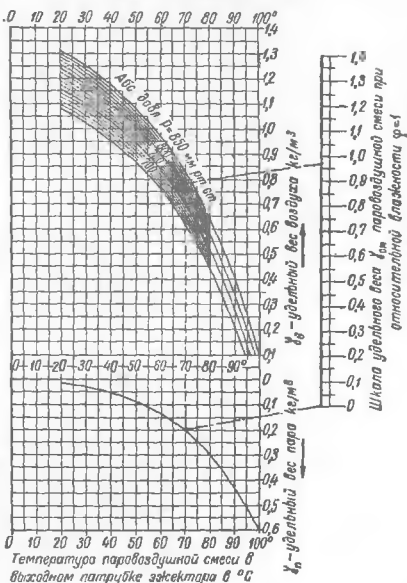
По номограмме «Б», зная удельный вес паровоздушной смеси $\gamma_{см}$, давление H (перепад на шайбе) по манометру и номер мерной шайбы, установленной на выходе из эжектора, определяют слева расход паровоздушной смеси, пользуясь левой и верхней частью номограммы. Затем, используя правую нижнюю часть номограммы, находят коэффициент K содержания сухого воздуха в смеси в процентах, значение которого зависит от температуры и абсолютного давления P паровоздушной смеси. После этого по левой нижней части номограммы определяют величину расхода сухого воздуха. (Номограмму «Б» см. на стр. 402)

Для ускорения пользования на номограмме «Б» тонкой линией нанесен ход манипуляций для приведенного примера.

Для удобства обработки результатов измерений и пользования номограммами, а также сопоставления и наблюдения во времени за состоянием воздушной плот-

ности вакуумной системы турбоустановки рекомендуется вести специальный журнал по нижеприведенной форме (см. стр. 403).

Номограмма «А» для определения удельного веса паровоздушной смеси при полном насыщении (относительной влажности $\varphi = 1$).



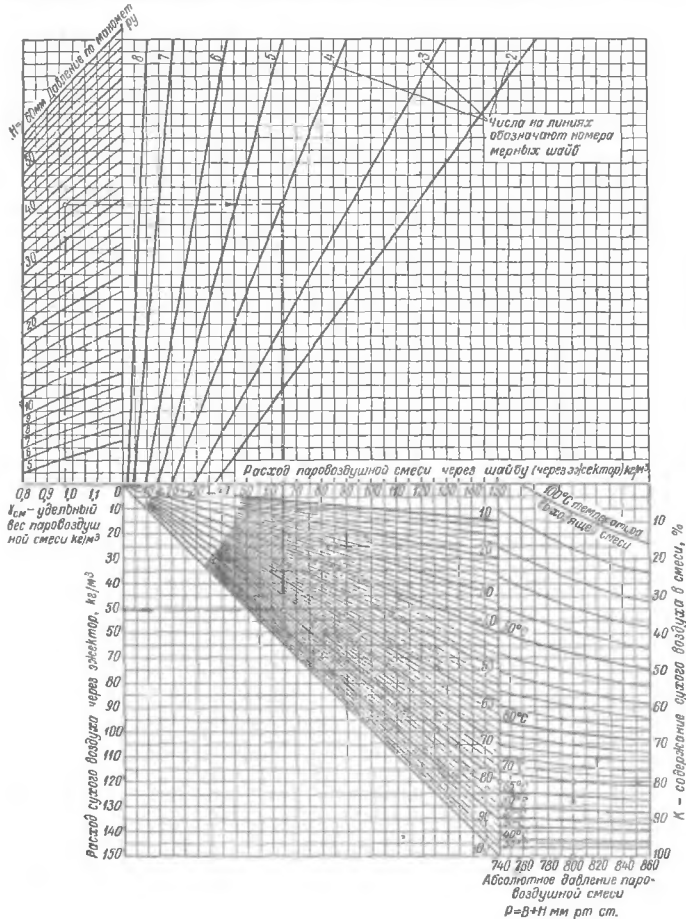
Пример. Барометрическое давление $B = 764$ мм рт. ст.; давление паровоздушной смеси по манометру $H = 36$ мм рт. ст.; температура смеси равна 70°C . Абсолютное давление смеси $P = 36 + 764 = 800$ мм рт. ст. По номограмме находим удельный вес смеси:

$$\gamma_{см} = \gamma_0 + \gamma_1 = 0,77 + 0,2 = 0,97 \text{ кг/м}^3$$

Пример. Дано: давление паровоздушной смеси по манометру $H = 36$ мм рт. ст.; температура смеси равна 70°C ; барометрическое давление $B = 764$ мм рт. ст.; удельный вес паровоздушной смеси по номограмме «А» $\gamma_{см} = 0,97 \text{ кг/м}^3$; на выходе из эжектора установлена мерная шайба № 4; абсолютное давление смеси $P = H + B = 800$ мм рт. ст.

По номограмме находим: расход паровоздушной смеси равен 64 кг/час ; содержание сухого воздуха в смеси составляет $K = 80\%$; расход сухого воздуха равен 51 кг/час .

Номограмма «Б» для определения расхода воздуха, отсасываемого эжектором (см. стр. 401)



К приложению Ю

ЖУРНАЛ СОСТОЯНИЯ ВОЗДУШНОЙ ПЛОТНОСТИ ТУРБОУСТАНОВКИ
(в журнал вписаны измеренные и найденные величины из примера)

1	Дата	Число Месяц Год				
2	Нагрузка генератора	мвт				
3	Регулируемый отбор	т/час				
4	Вакуум в конденсаторе	мм рт. ст.				
5	Барометрическое давление B	мм рт. ст.	764			
6	Давление паровоздушной смеси перед мерной шайбой эжектора H	мм рт. ст.	36			
7	Номер мерной шайбы		4			
8	Температура паровоздушной смеси перед мерной шайбой эжектора	°C	70			
9	Абсолютное давление паровоздушной смеси $P = H + B$	мм рт. ст.	800			
10	Удельный вес паровоздушной смеси (по номограмме «А» на основании граф 8 и 9)	кг/м	0,97			
11	Расход паровоздушной смеси (по номограмме «В» на основании граф 10, 6 и 7)	кг/час	64			
12	Коэффициент содержания сухого воздуха в смеси (по номограмме «Б» на основании граф 9 и 8)	%	80			
13	Расход сухого воздуха по номограмме «В» (на основании граф 11 и 12)	кг/час	51			